



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Estudio, análisis, modelado y dimensionamiento
de brazo de excavadora para carga máxima de
5050 kg con alcance de 9.45 m a nivel del suelo

Study, analysis, modeling and sizing of an
excavator arm for maximum load of 5050 kg with
reach of 9.45 m at ground level

Autor

Gonzalo Santandreu Jorge

Director

Javier Óscar Abad Blasco

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
2017



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. _____,

con nº de DNI _____ en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
_____, (Título del Trabajo)

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, _____

Fdo: _____



Resumen: Estudio, análisis, modelado y dimensionamiento de brazo de excavadora para carga máxima de 5050 kg con alcance de 9.45 m a nivel del suelo

El trabajo realizado para éste proyecto aúna conocimientos y esfuerzos para definir el brazo de la excavadora mediante un método de dimensionamiento según las cargas que deberá soportar.

Partiendo de la hoja de especificaciones de la excavadora HMK 200 W se toman los datos geométricos básicos del perfil de la excavadora para situar los nudos y conocer las medidas de los perfiles de las vigas.

Tomaremos también de la tabla de cargas máximas una serie de posiciones que analizaremos más detenidamente para conocer cómo se establecen.

Una vez seleccionadas las posiciones, conociendo las cargas, y con la geometría parcialmente definida, pasamos a determinar los esfuerzos que recaen sobre los nudos y las vigas.

Conocidos los esfuerzos a los que serán sometidos los diferentes elementos del mecanismo podemos dimensionarlos para el coeficiente de seguridad y material que elegimos.

Se realiza también una selección de los pistones adecuados para el mecanismo a partir de un catálogo comercial.

Por último, a partir de todo lo establecido anteriormente, se creará un modelo 3d en el cual podremos simular los estados de carga más desfavorables para la pluma y el brazo de la excavadora.

En caso de encontrar fallos en el diseño, se ejecutan pequeños cambios en la geometría de las piezas para evitar que se superen los límites de seguridad.

Exceptuando los datos de partida, todos los contenidos, modelos, imágenes y planos han sido creados expresamente para calcular y explicar correctamente cualquier concepto necesario.



ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	1
2.	MEMORIA	3
2.1.	DATOS DE PARTIDA.....	3
2.1.1.	Datos geométricos	3
2.1.2.	Capacidades de carga.....	6
2.2.	CÁLCULO DE ESFUERZOS	10
2.2.1.	Simplificaciones para el programa de cálculo	10
2.2.2.	Selección de posiciones a analizar	12
2.2.3.	Método de cálculo de diagramas y nudos	14
2.2.4.	Resultados de esfuerzos para los nudos.....	15
2.2.5.	Resultados de esfuerzos para las barras.....	17
2.3.	DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS	19
2.3.1.	Pluma.....	19
2.3.2.	Brazo	20
2.3.3.	Pasadores	20
2.3.4.	Orejetas y alojamientos de pasadores.....	21
2.3.4.1.	Aplastamiento	21
2.3.4.2.	Tracción.....	22
2.3.4.3.	Base de la orejeta	22
2.3.4.4.	Resultados.....	23
2.4.	SELECCIÓN DE PISTONES	26
2.5.	MODELO EN 3D.....	27
2.5.1.	Pluma.....	27
2.5.2.	Brazo.....	30
2.6.	Resumen	32
3.	CONCLUSIONES	33
4.	BIBLIOGRAFÍA	34
4.1.	Software	34
4.2.	Información.....	34
4.3.	Normas.....	34
5.	ANEXOS.....	35
5.1.	ANEXO I: CÁLCULOS DE ESFUERZOS PARA PASADORES	35
5.1.1.	Ecuaciones de resolución para nudos desconocidos	35



5.1.2.	Resultados para cada posición	39
5.2.	ANEXO II: CÁLCULO DE ESFUERZOS EN BARRAS	50
5.2.1.	Puntos de toma de datos	50
5.2.2.	Resultados para cada posición	51
5.3.	ANEXO III: DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS	57
5.3.1.	Aceros empleados	57
5.3.2.	Sección de la pluma.....	57
5.3.3.	Sección del brazo.....	60
5.3.4.	Pasadores	62
5.3.5.	Orejetas y alojamientos de pasadores.....	63
5.3.5.1.	Orejetas de apoyos (nudos 1 y 5)	64
5.3.5.2.	Orejetas del nudo 4	71
5.3.5.3.	Orejetas del nudo 9	75
5.3.5.4.	Orejetas nudo 6	79
5.3.5.5.	Orejetas nudo 3	83
5.3.5.6.	Alojamiento del pasador en nudo 2	86
5.3.5.7.	Alojamiento del pasador en nudo 3	87
5.3.5.8.	Alojamiento del pasador en el nudo 7	88
5.3.6.	Barras del mecanismo brazo-cazo	89
5.3.6.1.	Barra nudos 7-11	89
5.3.6.2.	Barra nudos 10-11	91
5.4.	ANEXO IV: SELECCIÓN DE PISTONES	93
5.4.1.	Recorridos.....	93
5.4.2.	Fuerza	95
5.4.3.	Selección.....	95
5.4.3.1.	Pistón 1	97
5.4.3.2.	Pistón 2	100
5.4.3.3.	Pistón 3	103
5.5.	ANEXO V: ELABORACIÓN DEL MODELO 3D.....	106
5.5.1.	Geometría.....	106
5.5.2.	Simulaciones y modificaciones	109
5.5.2.1.	Pluma	110
5.5.2.2.	Brazo	113

1. INTRODUCCIÓN

Este trabajo realizado en colaboración con el departamento de **Máquinas y Vehículos** de la escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza, y en especial con el profesor **Javier Abad Blasco** que aconsejó sobre la correcta realización del trabajo en todo su periodo de elaboración. El objetivo es la puesta en práctica de los conocimientos adquiridos a lo largo de mis estudios como de la adquisición de otros nuevos y su aplicación en un mecanismo hidráulico real.

El proyecto consiste en el estudio, análisis, dimensionamiento y modelado de un brazo de excavadora basado en el modelo HMK 200W a partir de la hoja de especificaciones y el catálogo comercial¹ que la empresa "HIDROMEK"² proporciona en su página web.

El análisis que se realizará comienza con las medidas de carácter geométrico de las partes que componen el brazo mecánico, situando los elementos que la componen y sus dimensiones más básicas. Usando herramientas de CAD se determinan y representan las diferentes posiciones del brazo además de tomar las mediciones pertinentes a lo largo de todo el desarrollo del trabajo para el análisis de resistencia, dimensionado y selección de componentes.

Las partes implicadas trabajan conjuntamente para desplazar las cargas, todo el mecanismo está accionado por 3 cilindros hidráulicos. La pluma es la parte más grande del mecanismo y la que debe soportar los mayores esfuerzos ya que, con sólo 2 puntos de apoyo, tiene que cargar con toda la fuerza que el resto de elementos ejercen sobre él. El brazo es un componente que confiere movilidad al cazo a la hora de mover tierra o cualquier objeto. En el cazo se aplican las cargas, tiene un rango amplio de movimiento y forma parte de un cuadrilátero articulado junto con el brazo y 2 barras que es accionado por un cilindro apoyado en el brazo.

Las medidas del mecanismo han sido obtenidas a partir de un sencillo plano con el perfil de la excavadora extraído del catálogo comercial, por lo tanto, teniendo en cuenta que no es de carácter constructivo, será nuestra labor dimensionar todos los elementos que componen el aparato.

Para ello, partiremos de la serie de posiciones más desfavorables para el sistema hidráulico de la máquina que vienen determinadas siguiendo la norma UNE-ISO 10567³, corresponden a los alcances máximos del cazo para diferentes pesos y alturas con respecto al nivel de suelo. Se analiza y explica la norma para entender en qué condiciones se fijan las posiciones y sus cargas.

¹ Catálogo comercial HIDROMEK HMK 200W 200W MH

² HIDROMEK Maquinaria de Construcción España S.L.

³ UNE-ISO 10567:2009 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Capacidad de elevación.

Se realizarán modelos informáticos para obtener las tensiones que deberán soportar las piezas, con la ayuda de un programa de cálculo junto conocimientos de resistencia de materiales, criterios de diseño de máquinas, mecánica, máquinas y vehículos, etc...

Se averiguará cuáles son los máximos esfuerzos a soportar por cada componente implicado tales como las orejetas, pasadores, pistones y barras del mecanismo. Una vez obtenidos dichos resultados se dimensiona en función de los esfuerzos máximos que deberán soportar para evitar cualquier posible fallo en servicio. Para éste apartado nos será útil el programa de representación y cálculo de estructuras planas *Cespla*¹, en el cual podemos representar una estructura simplificada equivalente a cada posición del brazo analizada.

Teniendo los requisitos dimensionales de cada elemento establecidos, procederemos al modelado 3D de la pluma y el brazo por separado para realizar un cálculo estático de su resistencia con el programa *SolidWorks*². Así, los esfuerzos y deformaciones se representan de una manera más visual. Además de comprobar la validez de los dimensionamientos podemos mejorar si cabe el diseño.

Todo el proceso requiere esfuerzos dirigidos a la búsqueda de datos necesarios para su ejecución, de métodos de cálculo adecuados y su aplicación además del aprendizaje y la correcta utilización del software empleados y su implementación de manera conjunta.

El desarrollo de una correcta explicación de los procesos de resolución más adecuados con las herramientas de las que disponemos será clave para comprender el trabajo en su conjunto.

El trabajo comienza con las explicaciones sobre los datos de partida como son las medidas básicas y las cargas máximas del brazo de la excavadora. También se explica brevemente cómo el fabricante establece éstas cargas.

A continuación, pasaremos al apartado de cálculo de esfuerzos donde se explicará que métodos se han seguido para generar los datos necesarios para los dimensionamientos.

Todos los elementos se dimensionarán independientemente excepto los pistones que van a ser seleccionados del catálogo de un fabricante específico.

Por último, conocidas las cargas y la geometría de todos los elementos, procederemos a modelar en 3D la pluma y el brazo y comprobar su resistencia bajo los casos más desfavorables a los que pueden ser sometidos.

¹ Cálculo interactivo de estructuras planas CESPLA

² SolidWorks 2015

2. MEMORIA

2.1. DATOS DE PARTIDA

Estos son los primeros pasos a la hora de empezar a definir el mecanismo que nos ocupa. Se explicará entonces la fuente de los datos de partida que más adelante serán implementados en los modelos para representar.

En el proceso por el cual tomaremos las medidas básicas del mecanismo interviene un proceso de escalado según una conocida a partir de la cual podremos deducir el resto.

Las capacidades de carga que tomaremos en consideración también se explican y justifican a continuación. Teniendo en cuenta que el fabricante las ha calculado siguiendo los procesos que establece la norma UNE-ISO 10567¹ podremos deducir cuales son las posiciones del brazo que más nos interesa analizar para más tarde dimensionar de manera que los pistones y demás elementos se asemejen a los que realmente instala el fabricante en su maquinaria.

Todos los datos se han obtenido a partir del catálogo comercial de la máquina, es de libre acceso desde la página web del distribuidor.

2.1.1. Datos geométricos

En el catálogo comercial, en el apartado de capacidades de carga, podemos observar que aparece un dibujo (*figura 1.1*) con el perfil de la excavadora.

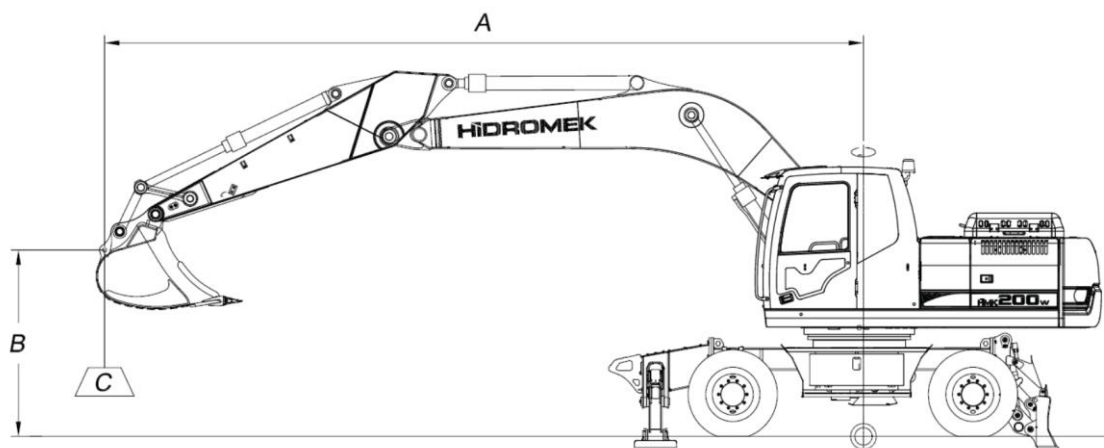


Figura 1.1

¹ UNE-ISO 10567:2009 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Capacidad de elevación.

Ahora, para extraer medidas de la figura, primero se necesita conocer alguna medida real para así poder escalar todo el dibujo de manera proporcional de acuerdo a las longitudes conocidas. La medida elegida es la distancia entre el punto de apoyo de la pluma en el chasis de la excavadora y la articulación que une la pluma y el brazo. **Las cotas indicarán siempre milímetros** para evitar confusiones de cualquier tipo.

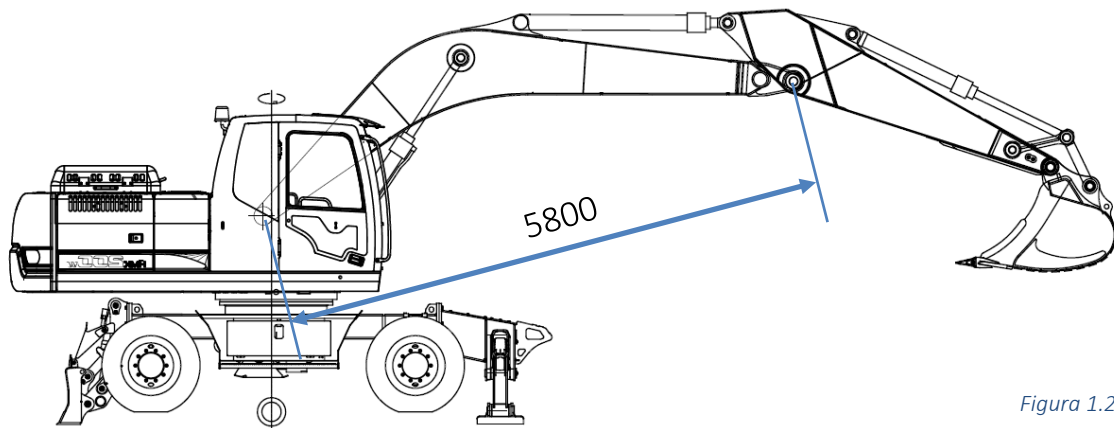


Figura 1.2

Conocido éste dato se puede escalar un plano de CAD del cual extraer las medidas y la situación de los apoyos de la pluma, el brazo, el cazo y las demás partes móviles. Con ayuda de un software específico ¹ el plano proporcionado por la empresa en formato PDF es transferido a CAD y escalado con la medida indicada en la [figura 1.2](#). Se ha prolongado la pluma para situar el punto de apoyo en el chasis.

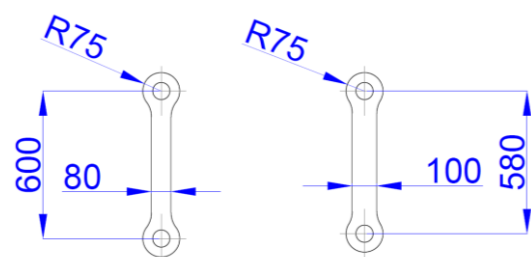
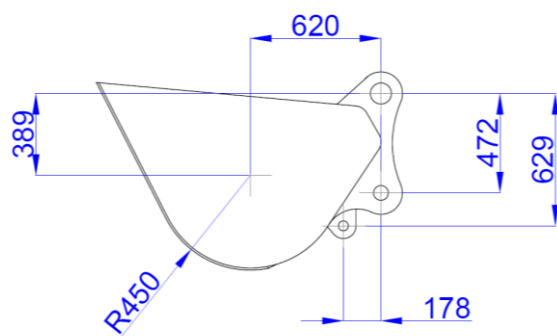
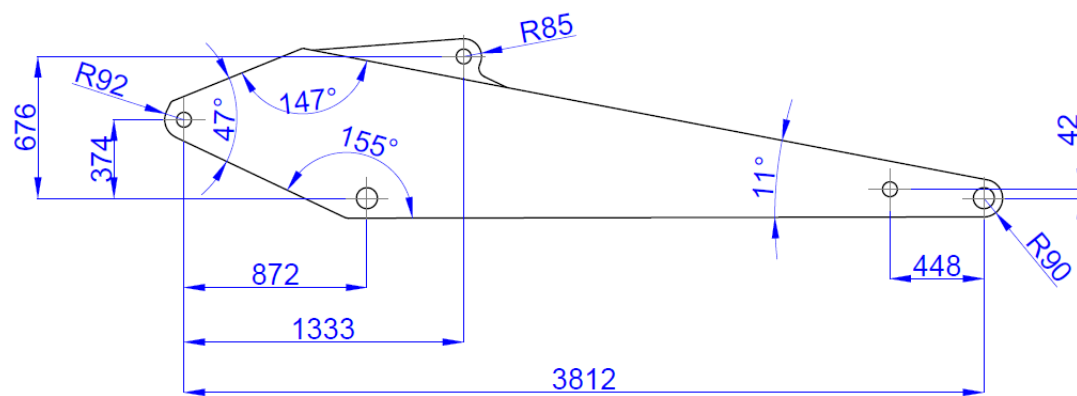
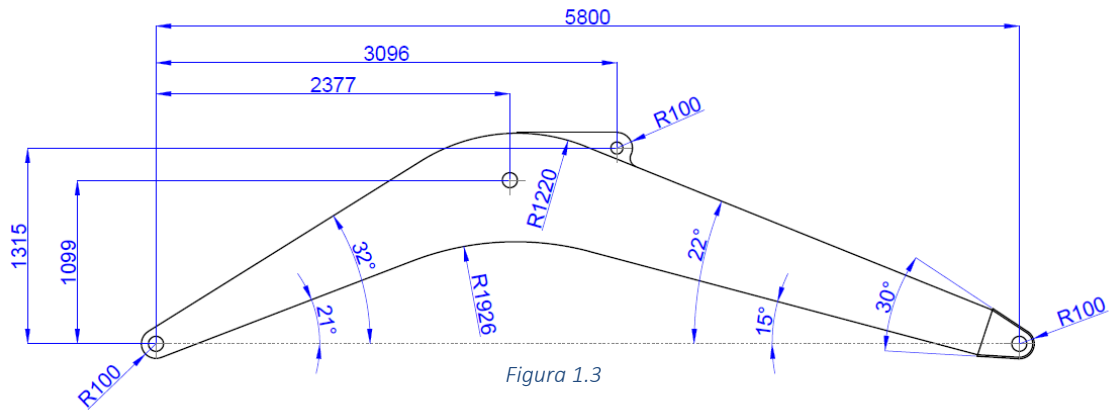
Habiendo creado una fuente fiable de la que poder extraer las medidas de manera precisa es hora de dibujar el perfil de cada pieza por separado y en conjunto para más adelante poder manejarlas a nuestro antojo.

Es importante tener en cuenta que, debido a que no disponemos de datos constructivos de la excavadora, el contorno básico de las piezas y el emplazamiento de las articulaciones que las unen serán las medidas que mantendremos fijas a lo largo de todo el desarrollo del trabajo. Valores como la anchura y grosor de las secciones, diámetro de pasadores y demás medidas más específicas serán establecidas y justificadas para que cumplan el desempeño real de la máquina.

A continuación, se muestra cada una de las piezas dibujadas a partir de las medidas tomadas del plano de CAD que previamente se ha descrito. Las partes vienen acompañadas de las cotas básicas necesarias para su realización y el conjunto con la numeración de los nudos, que mantendremos para todo el trabajo.

¹ Copyright © 2001 - 2017 AutoDWG

Las figuras mostradas son: La pluma (*figura 1.3*), el brazo (*figura 1.4*), el cazo (*figura 1.5*), las barras (*figura 1.6*) y el conjunto con los nudos numerados (*figura 1.7*). Algunas cotas pueden cambiar cuando se dimensionen elementos.



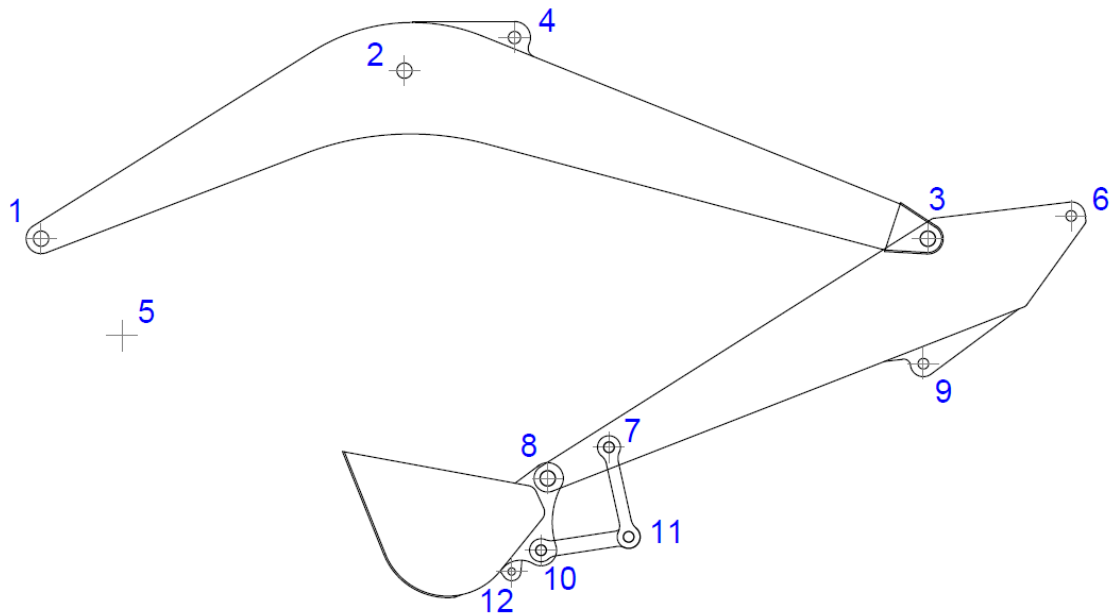


Figura 1.7

El nudo 5 es el punto de apoyo en el chasis del pistón encargado de la elevación de la pluma.

2.1.2. Capacidades de carga

El siguiente paso lógico es definir una serie de estados de carga para definir los esfuerzos más desfavorables para los diferentes componentes del mecanismo. Como disponemos del catálogo comercial¹ de la máquina podremos extraer de él información útil para definir las capacidades del brazo.

Uno de los apartados que podemos encontrar es precisamente las capacidades de carga de la máquina, pero requerirá un análisis más a fondo para poder comprender realmente como ha llegado a esos resultados el fabricante.

Para comprender mejor el problema debemos entonces pasar a estudiar la norma a la que nos remite, la norma **UNE-ISO 10567:2009 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Capacidad de elevación.**

A continuación, se muestra la tabla de capacidades de carga (*Tabla 1.1*) según la norma mencionada para después explicar de forma resumida cómo se elabora.

¹ Catálogo comercial HIDROMEK HMK 200W 200W MH

HMK 200W Pluma: 5.8m, Balancín: 2.40m, Cazo: 1.00m³ (SAE), Estabilizadores delanteros/hoja dozer trasera												Frontal	Lateral
A, m	Unidad de carga	1.5		3.0		4.5		6.0		7.5		Alcance máximo	
B, m		↑	→	↑	→	↑	→	↑	→	↑	→	↑	→
7.5	kg							*4500	*4500			*4050	*4050
6.0	kg							*4600	*4600			*3850	*3850
4.5	kg					*6250	*6250	*5150	*5150	*4650	4300	*3900	3700
3.0	kg					*8050	*8050	*6000	*5950	*5050	4150	*4050	3350
1.5	kg					*9500	8800	*6800	*5650	*5400	3950	*4450	3250
0 (Tierra)	kg			*5850	*5850	*10150	8500	*7250	*5450	*5650	3850	*5050	3350
-1.5	kg	*6950	*6950	*10750	*10750	*9950	8450	*7250	*5350	*5500	3850	*5300	3700
-3.0	kg	*11850	*11850	*12750	*12750	*9000	8550	*6600	*5450			*5500	4550
-4.5	kg			*9550	*9550	*6850	*6850					*5500	*5500

Tabla 1.1

Antes de comenzar con la explicación, se debe definir una serie de conceptos extraídos de la norma que son necesarios para la descripción de los ensayos. Comenzamos con la [Figura 1.8](#) donde se describen algunas medidas útiles.

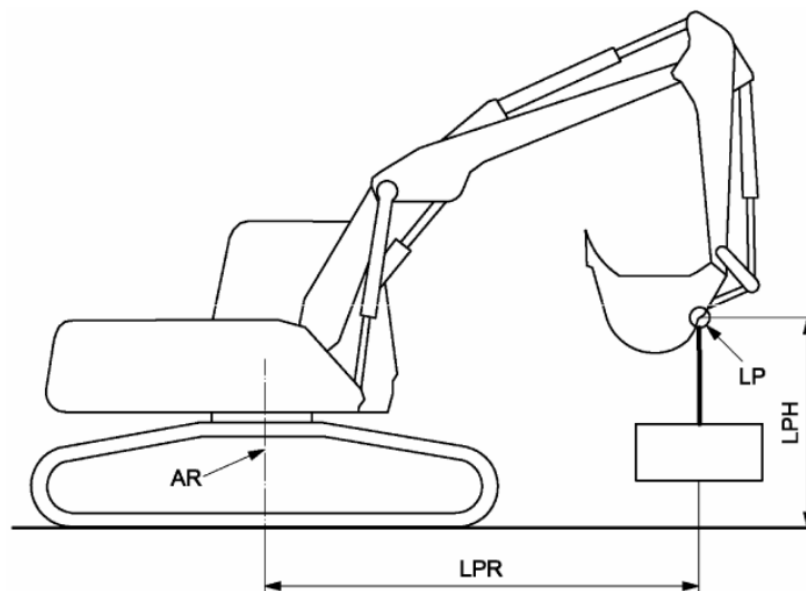


Figura 1.8

LP=Punto de elevación
LPH=Altura de punto de elevación
LPR=Radio de punto de elevación
AR=Eje de rotación

A continuación, una serie de definiciones útiles para la comprensión adecuada de las explicaciones:

- **Punto de equilibrio:** Momento de vuelco de la máquina para una carga y un radio del punto de elevación determinado, igual a la resistencia al vuelco de la máquina.
- **Carga de vuelco:** Carga estática de vuelco correspondiente al punto de equilibrio.
- **Carga de vuelco nominal:** 75% de la carga de vuelco estática.
- **Presión de trabajo del circuito:** Presión hidráulica nominal aplicada a un circuito específico por las bombas.
- **Presión de tarado del circuito:** Presión hidráulica estática máxima en un circuito específico, limitada por una válvula de descarga para un caudal no mayor del 10% del caudal nominal de ese circuito.
- **Capacidad de elevación del sistema hidráulico:** Carga que puede ser izada desde el punto de elevación por los cilindros de la pluma, del brazo o de la cuchara, con la excavadora anclada de forma que no pueda volcar.
- **Capacidad de elevación del circuito hidráulico de la pluma/brazo/cuchara:** Carga que puede ser izada aplicando la presión de trabajo del circuito correspondiente sin que el resto de circuitos se supere la presión de tarado.
- **Capacidad nominal de elevación del sistema hidráulico:** 87% de la capacidad de elevación del circuito hidráulico de la pluma o del brazo (la menor de las dos) en la posición específica del punto de elevación.
- **Capacidad de elevación nominal:** El menor valor entre la carga de vuelco nominal y la capacidad nominal de elevación del sistema hidráulico.

La tabla (*Figura 1.8*) muestra las capacidades de elevación nominales (frontal y lateral), está tabulada por intersecciones del punto de elevación en una malla con separaciones de 1.5 m en vertical y horizontal sobre el posible campo de trabajo de la excavadora. Además, el fabricante ha añadido los radios máximos de la capacidad de elevación para cada altura y dirección.

Si observamos la tabla podemos ver que algunos valores están marcados con (*), ésto nos indica si la capacidad de elevación nominal ha sido limitada por la carga de vuelco nominal (sin marcar) o la capacidad nominal de elevación del sistema hidráulico.

Los casos que se superan la carga de vuelco son en su totalidad laterales. Es lógico pensar que, si tratamos de elevar una carga lateralmente, la línea de vuelco sea más desfavorable limitando en gran medida la capacidad de elevación. En la *Figura 1.9* podemos ver que la línea de vuelco **STL (D)** es la que más se aproxima a nuestro caso ya que la máquina dispone de los estabilizadores delanteros además de eje trasero no oscilante. Para representar fielmente nuestro caso debemos añadir (**color rojo**) la hoja dozer trasera que aporta algo más de estabilidad.

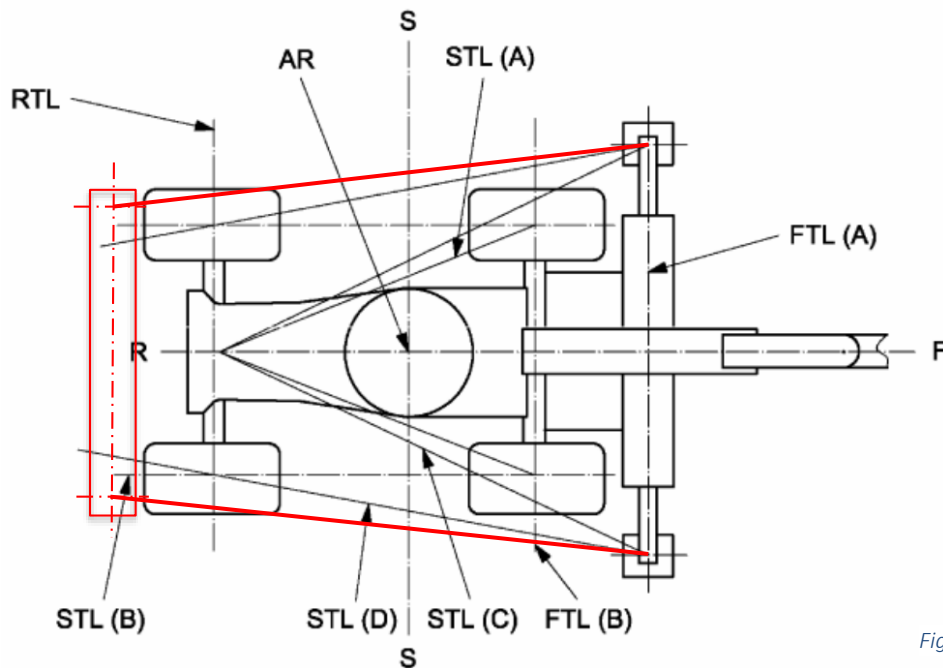


Figura 1.9

Con el objetivo de dimensionar los componentes, debemos descartar el análisis de los valores de carga limitados por vuelco nominal ya que, pese a que los componentes podrían aguantar más carga, el punto de equilibrio de la base de la excavadora lo impide.

Se tendrán en cuenta entonces los valores de carga marcados con (*), es decir, limitados por la capacidad nominal de elevación del sistema hidráulico y no por el vuelco. Se debe entonces elegir la serie de posiciones más solicitante, no solo para la hidráulica, sino también para la estructura articulada en sí.

Conocemos la posición del **punto de elevación más desfavorable para la hidráulica**, que en este caso es en el que se puede elevar menor carga ($LPH=6\text{ m}$, $LPR=7.5\text{ m}$). Los valores de carga con los que vamos a trabajar son el 87% de la capacidad de elevación del circuito hidráulico de la pluma o del brazo, se debe escoger la menor de las dos ya que la otra no debe superar la presión de tarado de su circuito correspondiente. La bomba hidráulica que se encargará de accionar los pistones tiene una presión de trabajo de 330 kgf/cm^2 .

No podemos suponer que el punto más desfavorable para la hidráulica es también el más desfavorable para las demás partes del mecanismo, para lo cual realizaremos una serie de pruebas para obtener en qué puntos se dan los peores casos.

2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

En éste apartado se aborda el problema que nos encontramos tras comprender las capacidades de carga de la máquina y cómo se han establecido. Debemos entonces, a partir de los datos de la [tabla 1.1](#), averiguar que estados límite de la hidráulica lo son también para las diferentes partes de la estructura articulada para luego obtener los datos numéricos de los esfuerzos máximos.

2.2.1. Simplificaciones para el programa de cálculo

El software elegido para el cálculo de esfuerzos y sus diagramas es “*Cespla – Cálculo de estructuras planas*”.

Éste software trabaja con estructuras formadas a partir de barras unidas por diferentes tipos de nudos. El programa no puede trabajar con secciones variables ni con formas complejas, por lo tanto, es necesaria una simplificación de los elementos del mecanismo para obtener los resultados que buscamos.

Las siguientes figuras muestran las partes con una **línea roja** superpuesta para mostrar la simplificación realizada a la hora de introducir los datos en *Cespla*: pluma ([figura 1.10](#)), brazo ([figura 1.11](#)), cazo ([figura 1.12](#)) y barras ([figura 1.13](#)).

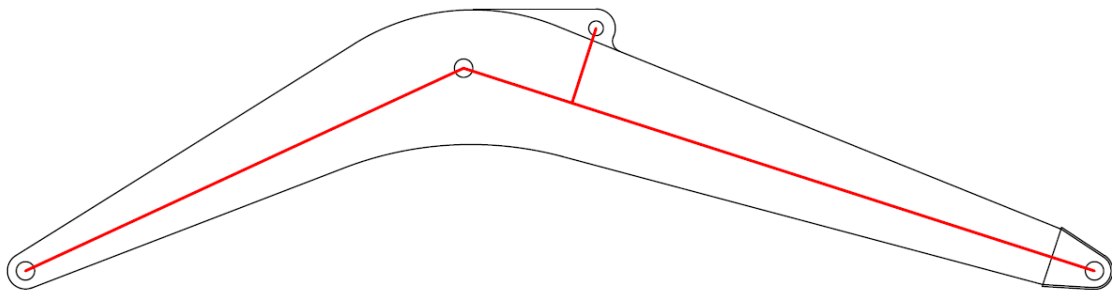


Figura 1.10

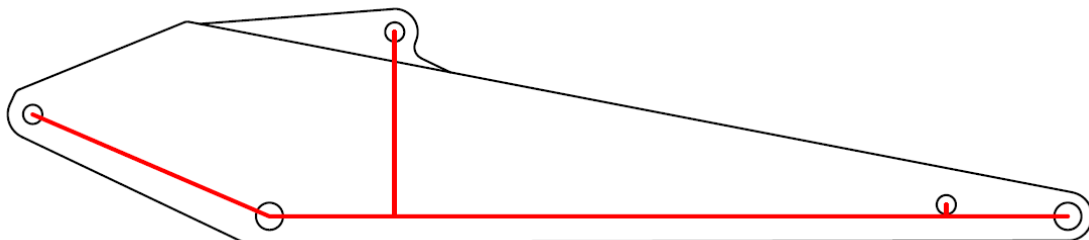


Figura 1.11

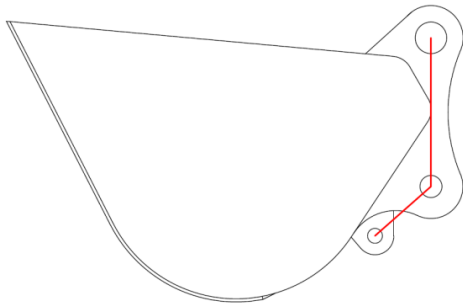


Figura 1.12

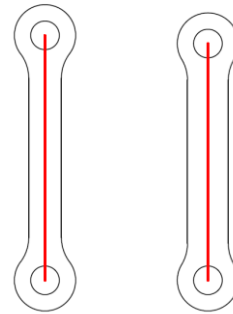


Figura 1.13

Para ensamblar el conjunto debemos prestar especial atención al tipo de unión entre cada elemento. A continuación, se muestra un ejemplo del conjunto en *Cespla* (figura 1.14) en el cual se detallan los tipos de unión.

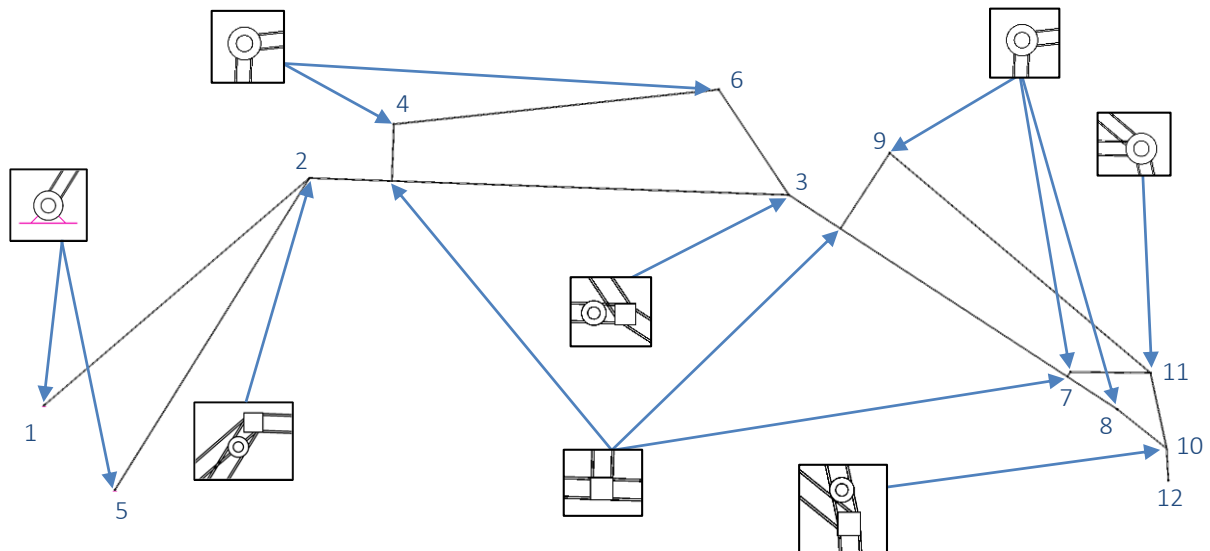


Figura 1.14

Los nudos se introducen por coordenadas uno a uno para después unirlos mediante barras según convenga: Bi-empotrada, empotrada-articulada y bi-articulada. Los nudos 2, 3 y 12 mantienen la restricción al giro entre dos barras ya que pertenecen a la misma pieza. Los pistones se representan como barras bi-articuladas que cambiarán de longitud para cada posición que sea definida. El peso de la carga se aplica en el nudo 12 con la dirección y sentido de la gravedad.

2.2.2. Selección de posiciones a analizar

Como es lógico pensar, las posiciones máximas del radio del punto de elevación para cada altura (columna de alcance máximo frontal) deberían ser también las que más esfuerzos provocan sobre todo a la pluma debido a la mayor cantidad de momento flector por el brazo de palanca mayor. Pero, como la capacidad hidráulica de uno de los circuitos limita la carga para éstas posiciones, quizás los pesos mayores en el rango más cercano al eje de rotación acaben generando más esfuerzos que cargas menores a mayor distancia.

Para comprobarlo, se comparará la estructura en dos configuraciones diferentes; en el punto de elevación $LPH=6\text{ m}$, $LPR=7.5\text{ m}$ al que corresponde una carga máxima de **3850 Kg** y en el punto de elevación $LPH=-3\text{ m}$, $LPR=3\text{ m}$ que ostenta la mayor carga que la máquina puede levantar, **12750 Kg**. El cazo se mantiene en la misma posición con respecto al brazo en todo momento.

Como se puede observar en las figuras elaboradas con *Cespla*, para la posición más extendida (*figura 1.15*) el momento flector es más acusado en la pluma. Para la posición de máxima carga posible (*figura 1.16*) la pluma recibe mucho menos momento flector, sin embargo, el brazo está sometido a momentos flectores mayores.

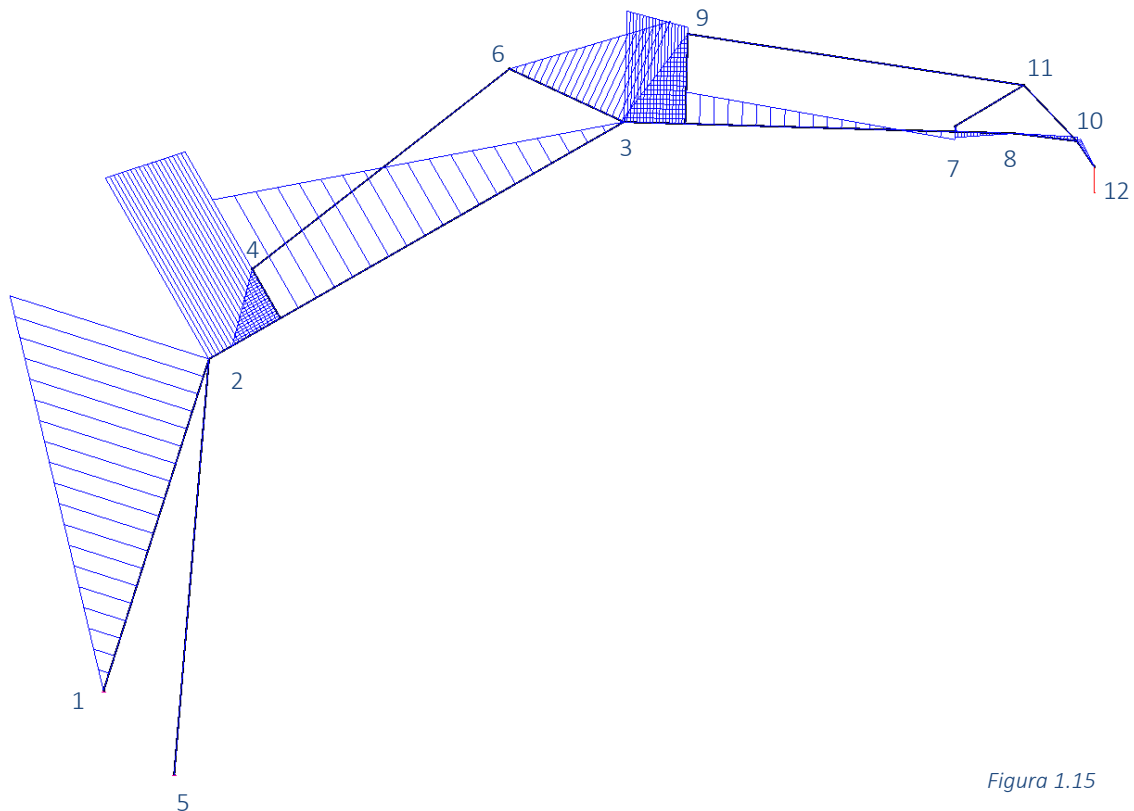


Figura 1.15

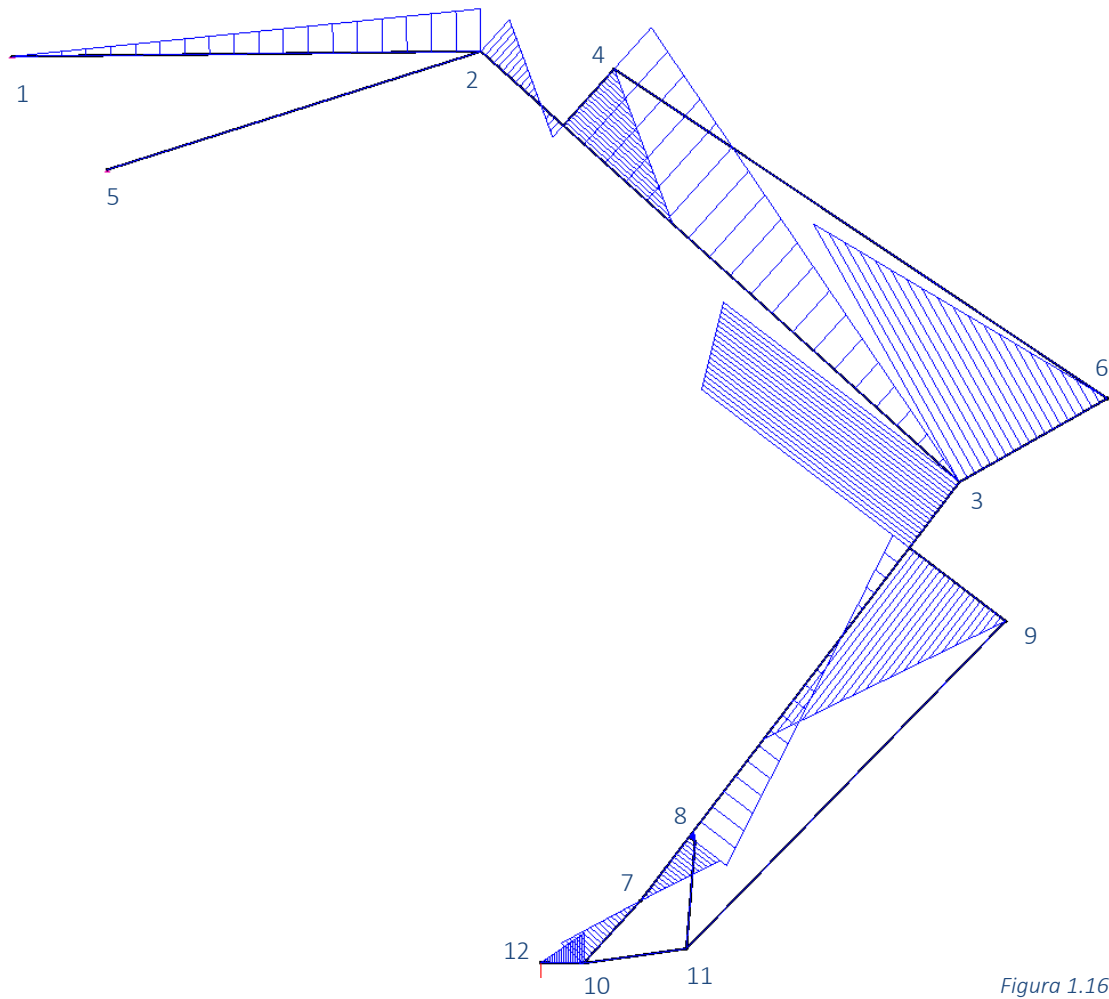


Figura 1.16

A la vista de los resultados obtenidos decidiremos las posiciones a analizar teniendo en mente el dimensionado que posteriormente se debe llevar a cabo. Como la pluma recibe más esfuerzos en la serie de posiciones de máximo radio, se tendrán en cuenta todas ellas para extraer los valores más desfavorables. El brazo recibe más esfuerzos en posiciones con radios menores, usaremos la posición de la *figura 1.16* para dimensionarlo. Los esfuerzos de los nudos serán calculados para todas las posiciones previamente mencionadas.

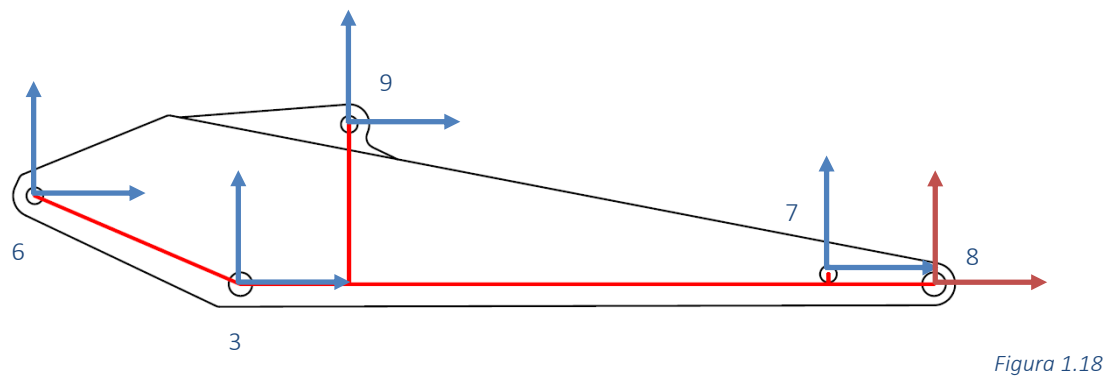
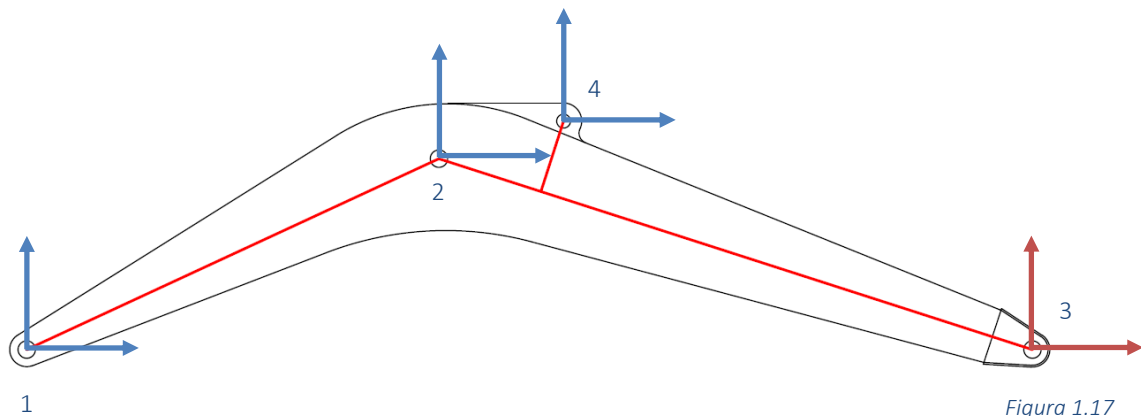
2.2.3. Método de cálculo de diagramas y nudos

El programa **Cespla** es capaz de proporcionarnos toda la información necesaria en lo que se refiere a esfuerzos en las barras y sus diagramas, pero, a la hora de calcular los esfuerzos en los nudos, solo puede dar los valores en los apoyos.

Es por ello que para saber los esfuerzos a los que serán sometidos los pasadores debemos plantear los diagramas de sólido libre (DSL) para cada pieza por separado. El programa **EES** (Engeneering Equation Solver) nos ayudará en tal cometido.

Como el mecanismo está totalmente definido geoméricamente en CAD y con **Cespla** somos capaces de obtener los esfuerzos axiales en los pistones, barras además de las reacciones en los apoyos, podemos resolver cada parte en todas las posiciones. Cabe destacar que, como se usan sumatorios en X e Y locales para cada pieza, se mide primero en CAD en coordenadas globales y dado el ángulo con respecto a las coordenadas locales podemos realizar el sumatorio para obtener las incógnitas. El ANEXO I detalla más a fondo las ecuaciones.

En las siguientes figuras se describe brevemente el proceso de resolución empezando por la pluma y acabando en el cazo. Marcado en **azul** están los valores conocidos, y en **rojo** los valores que calculamos.



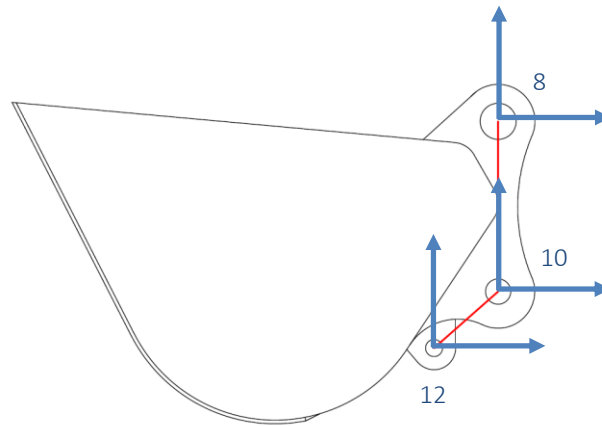


Figura 1.19

Una vez resuelto el nudo 3 de la pluma (figura 1.17), compartido con el brazo, podemos calcular también el nudo 8 del brazo (figura 1.18) que a su vez es compartido por el cazo.

En resumen, con *Cespla* se obtienen los diagramas de esfuerzos y, a partir de las ecuaciones descritas en el ANEXO I, obtendremos los esfuerzos para los pasadores.

2.2.4. Resultados de esfuerzos para los nudos

Los esfuerzos en N a los que se someterá cada nudo para las posiciones seleccionadas con las cargas asignadas en la tabla de capacidades de carga (tabla 1.1) son los siguientes:

NUDOS	LPH=7500, LPR=6460	LPH=6000, LPR=7500	LPH=4500, LPR=8130	LPH=3000, LPR=8440	LPH=1500, LPR=8470
1	512639	454643	433753	425109	440191
2	552949	492997	471487	462112	477316
3	203685	188793	179302	169236	161473
4	168463	161482	158365	153235	150417
5	552949	492997	471487	462112	477316
6	168463	161482	158365	153235	150417
7	83621	74563	67592	61214	54542
8	75847	58231	41306	31055	16198
9	133124	118702	106408	97439	86828
10	86753	77354	69972	63462	56584
11	133124	118702	106408	97439	86828
NUDOS	LPH=0, LPR=8230	LPH=-1500, LPR=7690	LPH=-3000, LPR=6780	LPH=-4500, LPR=5290	LPH=-3000, LPR=3000
1	469332	460274	442604	401654	471064
2	505946	490927	463441	406762	493591
3	152127	115247	72533	43741	439301
4	144614	117401	77555	18698	351580
5	505946	490927	463441	406762	493591
6	144614	117401	77555	18698	351580
7	45329	27518	4391	25482	225155
8	4070	26124	47479	76659	282673
9	72162	43808	6990	40566	359741
10	47025	28548	4555	26436	235232
11	72162	43808	6990	40566	359741

Tabla 1.2

Los resultados están ordenados desde LPH máxima a LPH mínima, siempre al máximo alcance, y la última posición de máxima carga posible. A la vista de los resultados, se puede afirmar que las posiciones más desfavorables para el pistón de elevación de la pluma (nudos 2 y 5) son las de mayor altura, mientras que para los otros dos pistones (nudos 4 -5 y 9-11) los mayores esfuerzos se dan en la posición de máxima carga.

Una vez filtrados los máximos para cada nudo obtenemos los valores con los que se dimensionarán los pasadores:

NUDOS	MÁXIMO
1	512639
2	552949
3	439301
4	351580
5	552949
6	351580
7	225155
8	282673
9	359741
10	235232
11	359741

Tabla 1.3

Éstos datos pueden ser usados también para el dimensionamiento de pistones, barras y orejetas que se encuentren en las uniones entre elementos.

2.2.5. Resultados de esfuerzos para las barras

Los momentos en los puntos que se indican en la [figura 1.20](#) son las magnitudes elegidas para dimensionar las secciones de cada pieza.

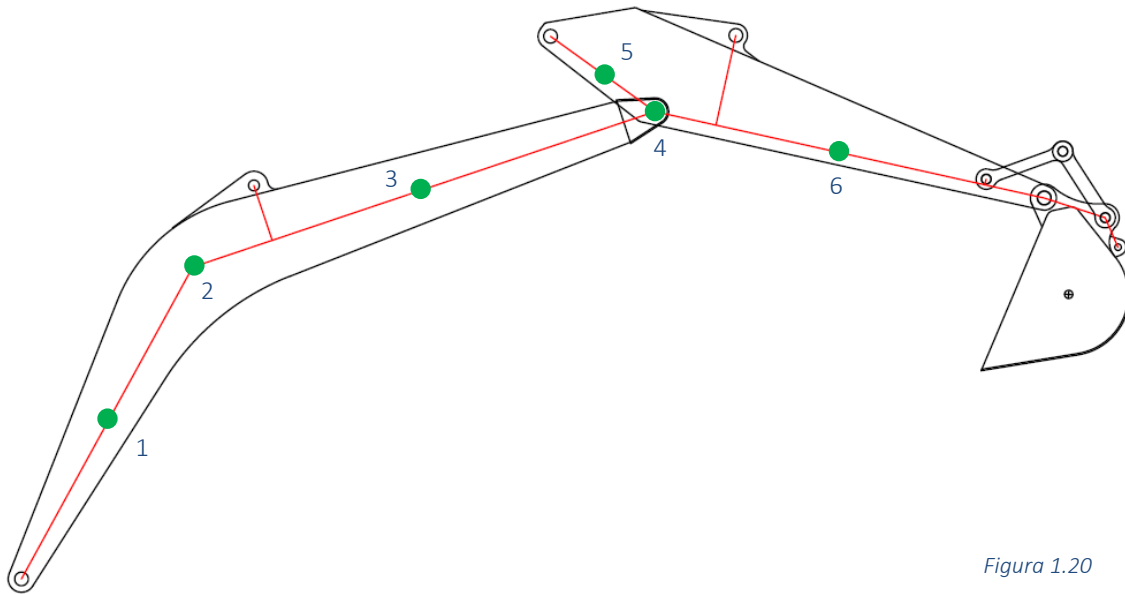


Figura 1.20

Los puntos han sido seleccionados teniendo en cuenta que **el punto 2 es el que más flector recibe en la pluma y el punto 4 el que más flector recibe del brazo**. Las piezas son huecas, de sección rectangular, cuando se dimensione en función del esfuerzo ya se habrá establecido la altura de la sección porque conocemos el perfil, para el ancho se fija un valor razonable quedando el grosor de las paredes por dimensionar que será constante a lo largo de cada pieza. Es por ello que los puntos 2 y 4 se usarán para establecer el grosor de las paredes de piezas y en los puntos 1, 3, 5 y 6 se comprobará que sus secciones también resisten.

A continuación ([tabla 1.4](#)) se presentan los datos de momento flector obtenidos para cada punto definido anteriormente en todas las posiciones analizadas. Un análisis más detallado incluyendo los diagramas de momento flector está desarrollado en el ANEXO II.

PUNTO	LPH=7500, LPR=6460	LPH=6000, LPR=7500	LPH=4500, LPR=8130	LPH=3000, LPR=8440	LPH=1500, LPR=8470
	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)
1	125297	128230	133023	136430	143197
2	250593	256461	266046	272859	286393
3	97331	101323	106572	110822	118081
4	143099	136301	133129	128721	126511
5	71550	68150	66564	64360	63255
6	11622	14715	18447	20492	24168

PUNTO	LPH=0, LPR=8230	LPH=-1500, LPR=7690	LPH=-3000, LPR=6780	LPH=-4500, LPR=5290	LPH=-3000, LPR=3000
	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)	Flector M (N/m)
1	149566	137172	113826	72670	21408
2	299132	274344	227652	145340	42816
3	125434	117607	100681	69572	12987
4	121755	99061	65557	15938	297876
5	60878	49530	32778	7969	148938
6	28393	29810	29632	26231	79859

Tabla 1.4

Observando los resultados podemos afirmar que la posición de máximo alcance a nivel de suelo es la que más flectores genera en la pluma mientras que en el brazo, la posición de máxima carga es con diferencia la más desfavorable. En la [tabla 1.5](#) se recogen los valores máximos para cada punto, se usarán para establecer el grosor de las paredes de la pluma y el brazo.

PUNTO	MÁXIMO
	Flector M (N/m)
1	149566
2	299132
3	125434
4	297876
5	148938
6	79859

Tabla 1.5

2.3. DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS

Ahora que se dispone de los esfuerzos a los que los elementos van a ser sometidos en sus peores casos debemos dimensionar los en consecuencia.

Los elementos que dimensionaremos serán la pluma, el brazo y todos los elementos de unión entre ambos incluyendo los pasadores y sus alojamientos. Las cargas específicas en direcciones concretas pueden obtenerse con ayuda del programa **EES** y las ecuaciones descritas en el ANEXO I de donde se puede extraer cualquier dato necesario de fuerzas. Los modelos en **Cespla** para todas las posiciones analizadas también servirán de ayuda para obtener de manera visual muchos resultados útiles.

Todos los elementos descritos en éste apartado pueden ser consultados con más detalle en el ANEXO III donde se desarrollan los cálculos en mayor medida.

Los aceros empleados para los diferentes cometidos y sus correspondientes límites de fluencia son los siguientes:

- Piezas y orejetas: **Acero S275 ($\sigma_F = 275 \text{ MPa}$)**
- Pasadores: **Acero E350 ($\sigma_F = 350 \text{ MPa}$)**

Se empleará en todo momento un **coeficiente de seguridad de 3 en todos los elementos**.

2.3.1. Pluma

La pluma se dimensiona teniendo en cuenta las secciones de la [figura 1.21](#) habiendo fijado previamente el ancho de la pluma a **430 mm** y conocida la altura de cada sección.

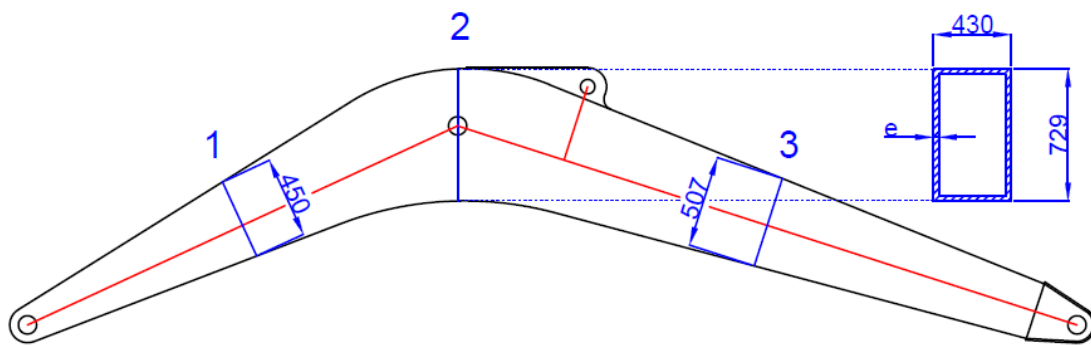


Figura 1.21

Conocidos los estados de carga máximos y los valores de tracción, compresión y flexión correspondientes para cada sección calculamos el valor del espesor necesario para cumplir el coeficiente de seguridad con el acero elegido.

Por la **teoría de cortante máximo** para el estado de tensión de punto más desfavorable de las secciones situado en su parte superior (estado de tensión uniaxial) **obtenemos un espesor de 10 mm.**

Puede parecer poco para unas cargas tan elevadas, pero teniendo en cuenta que las secciones tienen una altura considerable y flectan sobre su eje fuerte son capaces de resistir sin problemas.

2.3.2. Brazo

Siguiendo el mismo método que para la pluma, se definen una serie de secciones. En éste caso la sección 2 es la más desfavorable y es donde se dimensiona el espesor según los esfuerzos que recaen en ella. La anchura establecida para el brazo es de **350 mm.**

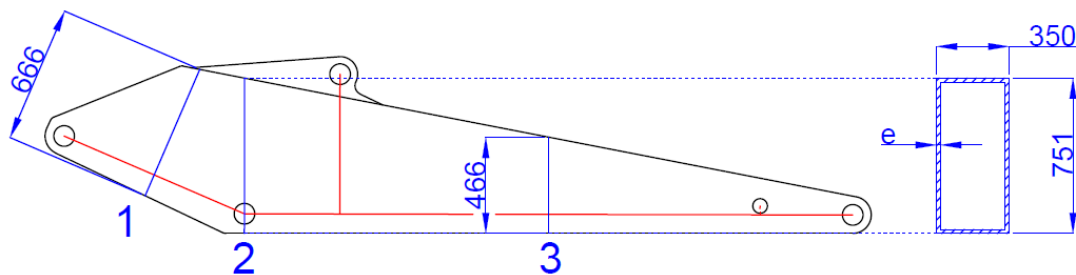


Figura 1.21

Una vez más, conocidos los estados de carga máximos y los valores de tracción, compresión y flexión correspondientes para cada sección calculamos el valor del espesor necesario para cumplir el coeficiente de seguridad con el acero elegido.

Para ésta pieza un espesor de **9 mm** será suficiente para soportar los esfuerzos en el caso más desfavorable.

2.3.3. Pasadores

A partir de la [tabla 1.3](#) conocemos los esfuerzos máximos absolutos en cada nudo.

Los pasadores de cada nudo deben soportar principalmente esfuerzos cortantes en 2 planos, no es necesario comprobar el aplastamiento ya que el acero de los pasadores es más resistente que el empleado en los alojamientos.

Serán divididos en diferentes grupos según los esfuerzos que deben soportar para evitar tener que dimensionar cada pasador independientemente.

A la vista de los resultados, se van a separar en 3 grupos según el siguiente criterio:

- 1) Nudos 1,2,3,5: $F > 400000 \text{ N}$
- 2) Nudos 4,6,9,11: $40000 \text{ N} > F > 300000 \text{ N}$
- 3) Nudos 7,8,10: $300000 \text{ N} > F$

Para cada grupo se dimensiona el diámetro de los pasadores en función del nudo del grupo con la carga más alta. Siguiendo éste criterio para el **grupo 1** obtenemos un diámetro de **80 mm**, para el **grupo 2** uno de **65 mm** y por último uno de **60 mm** para el **grupo 3**.

2.3.4. Orejetas y alojamientos de pasadores

Todos los alojamientos deben cumplir una serie de requisitos para soportar los diferentes esfuerzos a los que se verán sometidos ya que la dirección de la fuerza puede variar según la posición de los componentes del mecanismo.

A continuación, describiremos las comprobaciones realizadas en cada alojamiento con una orejeta genérica, las dimensiones y su cálculo detallado se encuentran en el ANEXO III.

2.3.4.1. Aplastamiento

Será el método principal de cálculo para el espesor. La fuerza máxima en cada nudo recae en una superficie con las dimensiones del área **gris** marcada en la figura, independientemente de la dirección que tome. Es por ello que dado el diámetro del pasador podremos calcular el espesor de la orejeta/alojamiento.

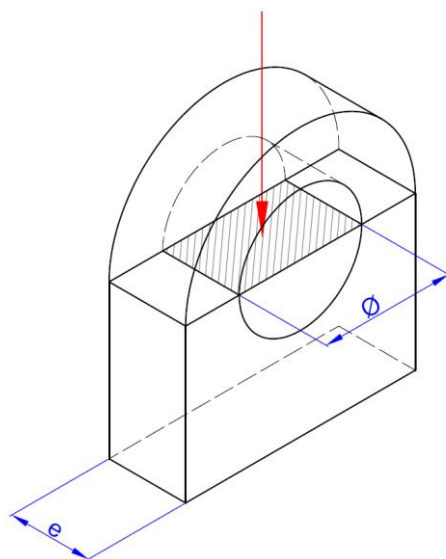


Figura 1.22

2.3.4.2. Tracción

Tras dimensionalizar el espesor a partir del diámetro queda una medida más por establecer, la altura h de la base. Para hacerlo se recurre al dimensionamiento del área marcada en rojo que debe soportar en el peor caso esfuerzos de tracción. De ésta manera tendremos definida en su totalidad la orejeta a falta de una comprobación más.

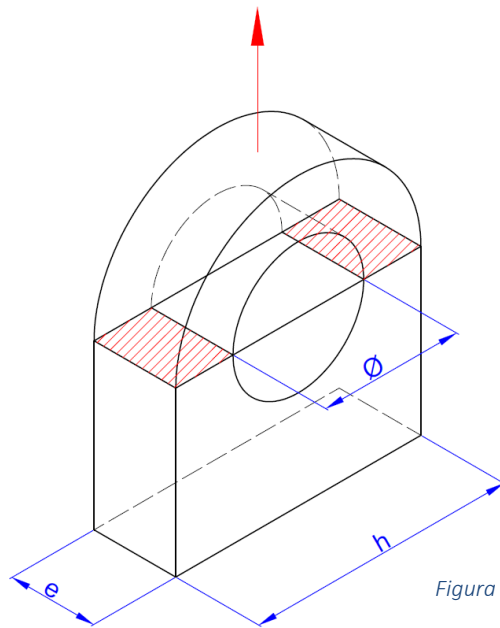


Figura 1.23

2.3.4.3. Base de la orejeta

Por último, se debe comprobar la resistencia de la base de la orejeta, marcada en azul, para el caso más desfavorable que suele ser el de máxima flexión. En el caso de que con las medidas establecidas anteriormente la base no soportase los esfuerzos, lo más fácil es aumentar h para dar a la base más resistencia.

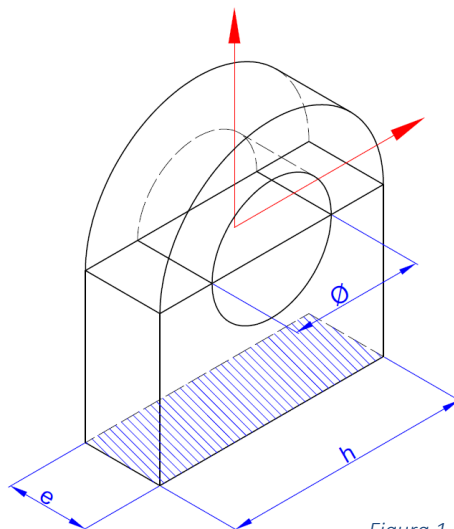
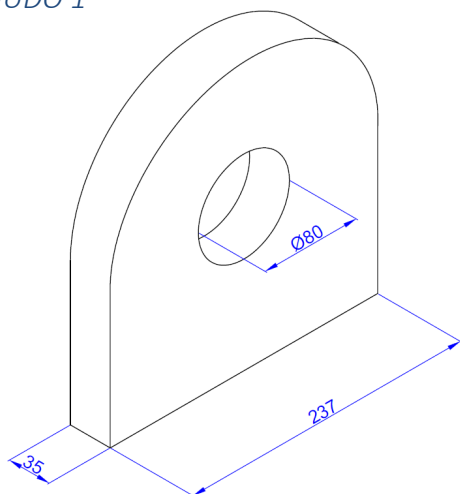


Figura 1.24

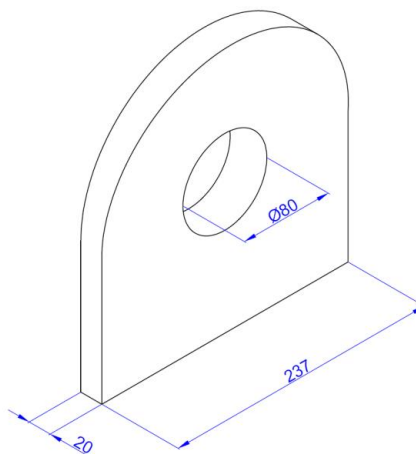
2.3.4.4. Resultados

Éstas son las medidas de todas las orejetas y alojamientos dimensionados. Hay que tener en cuenta que, a falta de la comprobación final en el modelo 3d, alguna de ellas puede estar sujeta a cambios. En el **anexo 2** se mostrarán los planos definitivos de todas ellas.

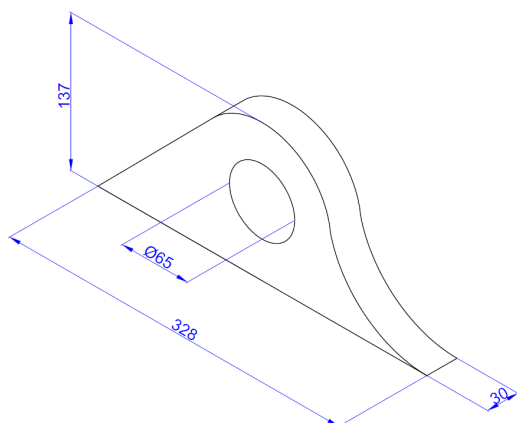
NUDO 1



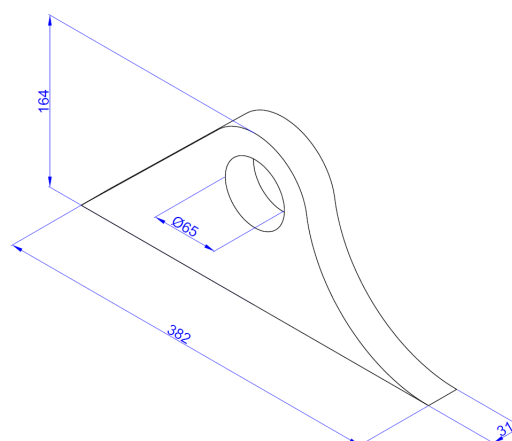
NUDO 5



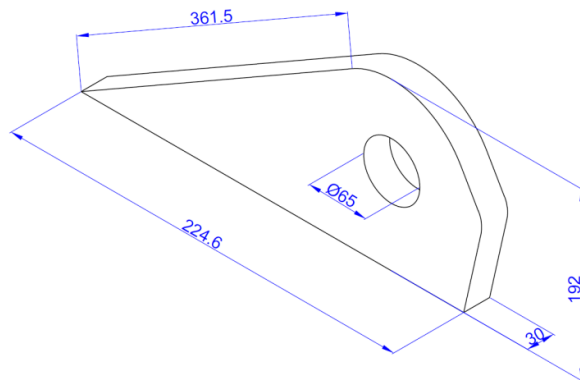
NUDO 4



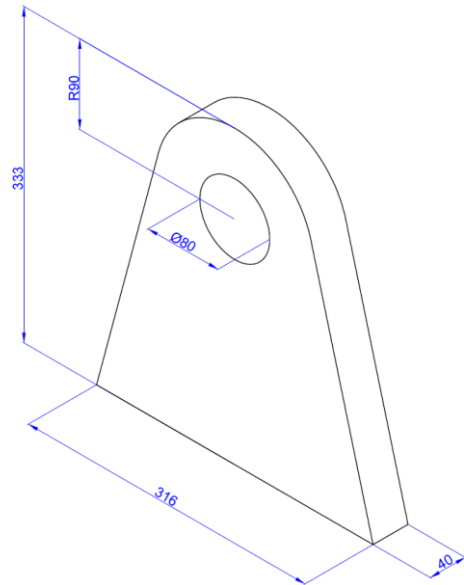
NUDO 9



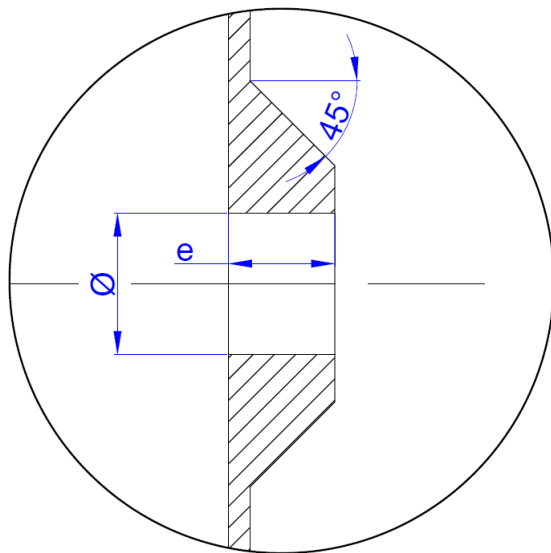
NUDO 6



NUDO 3

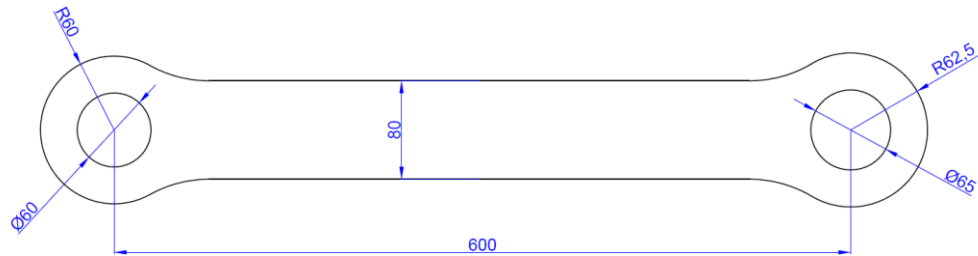


ALOJAMIENTOS

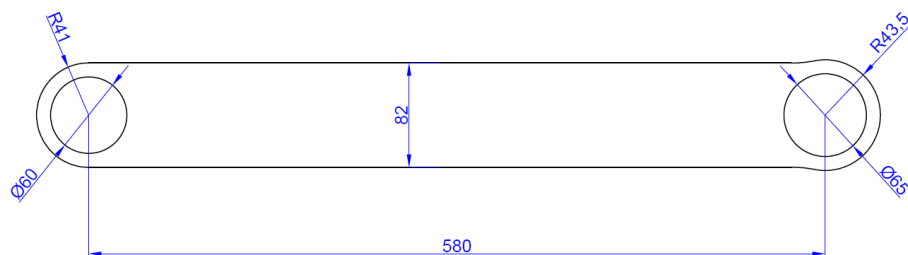


- NUDO 2: $d=80$ mm, $e=38$ mm
- NUDO 3: $d=80$ mm, $e=30$ mm
- NUDO 7: $d=60$ mm, $e=21$ mm

BARRA 7-11 ($e=21\text{ mm}$)



BARRA 10-11 ($e=22\text{ mm}$)



2.4. SELECCIÓN DE PISTONES

Los pistones se seleccionan a partir del catálogo que la empresa **Alpesa S.L.**¹. El modelo elegido (*figura 2.25*) es un pistón de doble acción con una presión de trabajo de **350 bar**.



Figura 1.25

Podemos elegir la carrera necesaria para su cometido, pero debemos elegir dentro de una serie de parámetros preestablecidos para dimensiones como el diámetro del pistón, del vástago o de los amarres. El proceso de selección se detalla más a fondo en el ANEXO IV incluyendo la denominación exacta en el catálogo según el fabricante.

Sabiendo la carrera necesaria y la fuerza máxima que deben ejercer los pistones podemos seleccionar sin problemas los pistones en el catálogo:

PISTÓN	Fuerza máxima (N)	Recorrido (Max-Min mm)
1	552949	3255,5-2098
2	351580	3796,6-2461,5
3	359741	2628-2016,4

Tabla 1.6

- Pistón 1 (x2): Carrera = 1568 mm, Diámetro = 140 mm
- Pistón 2: Carrera = 1966.5, Diámetro = 125 mm
- Pistón 3: Carrera = 1521.4, Diámetro = 125 mm

Todos los pistones superan las pruebas de pandeo.

Suponemos que disponemos de una bomba hidráulica capaz de proporcionar una presión de **350 bar** en todos los circuitos hidráulicos.

¹ Alpessa S.L. (grupo Hine)

2.5. MODELO EN 3D

Ya disponemos de todas las medidas necesarias para realizar el modelo informático de la pluma y el brazo. El fin principal de la representación en 3D es el ensayo bajo las condiciones de carga más desfavorables, el análisis estático revela puntos débiles y zonas de concentración de tensiones donde podría fallar la pieza.

Para un mismo análisis se representará la escala de colores de dos maneras, una con el límite superior (**rojo**) coincidente con el límite elástico y otro con el límite superior en la tercera parte del límite elástico (92 MPa). De ésta manera podremos comprobar si se supera el límite de fluencia en cualquier caso a la vez que verificar en que zonas se supera el límite con el coeficiente de seguridad establecido por diseño.

Las modificaciones necesarias van enfocadas a minimizar en la medida de lo posible las zonas del material donde se supere el límite de seguridad. Bajo ningún concepto podrá superarse el límite elástico en ningún caso.

En éste apartado se analizan los resultados de las simulaciones y las modificaciones aplicadas. La elaboración, simulación y modificación de los modelos se detalla en mayor medida en el ANEXO V.

2.5.1. Pluma

En las figuras se muestran los resultados de tensiones para la pluma. En *la figura 1.26* el límite superior está en 275 MPa y en *la figura 1.27* en 92 MPa.

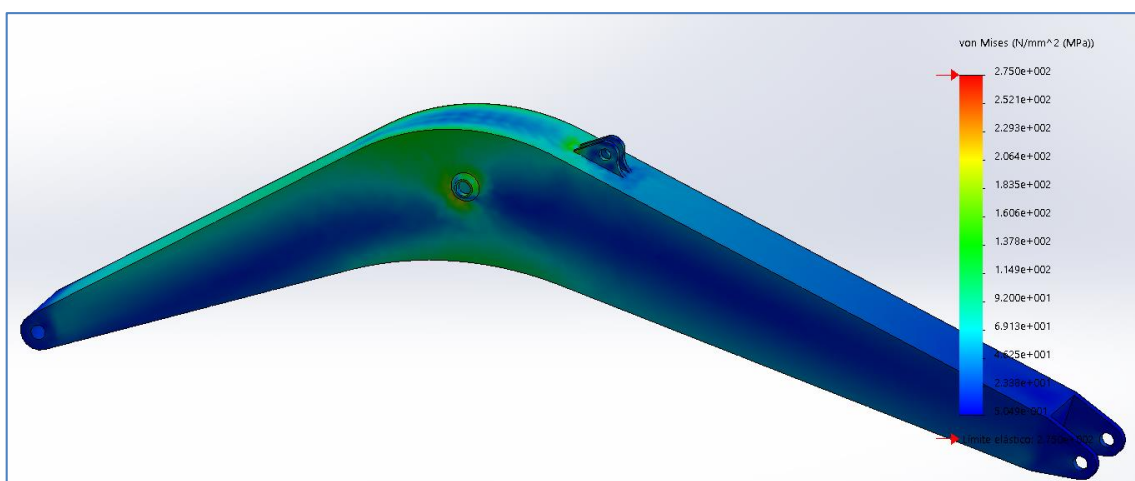


Figura 1.26

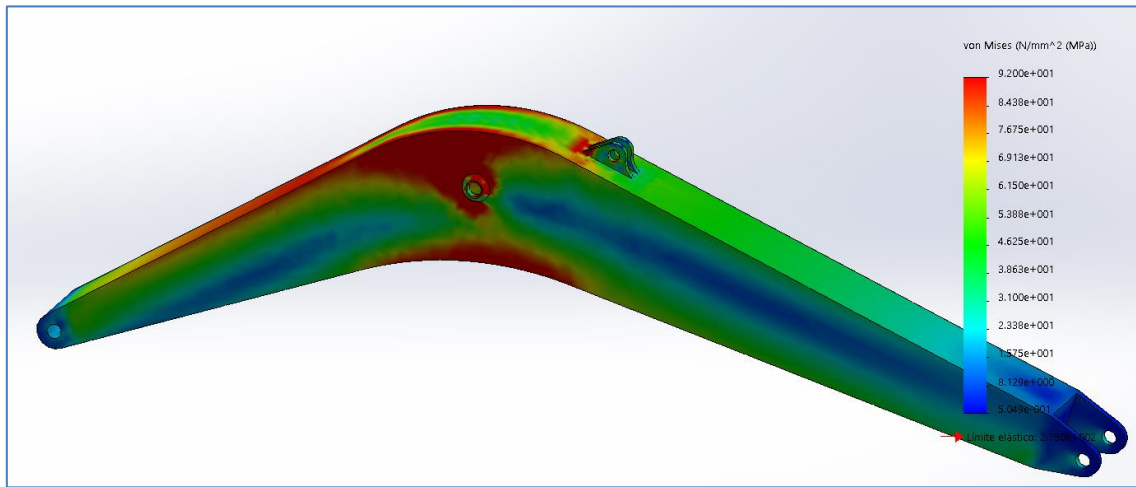


Figura 1.27

Podemos ver una concentración de tensiones elevada en la sección más desfavorable de la pluma. Al ser una viga curva, es lógico encontrar áreas de tan elevada tensión en la parte superior. Pese a que no se supera el límite elástico se van a realizar un par de modificaciones para reducir el área donde se supera el límite de seguridad.

Añadimos grosor a toda la pluma ($e=17$ mm) y mejoramos el apoyo de las paredes laterales en los pasadores añadiendo más diámetro externo al decrecido y un redondeo.

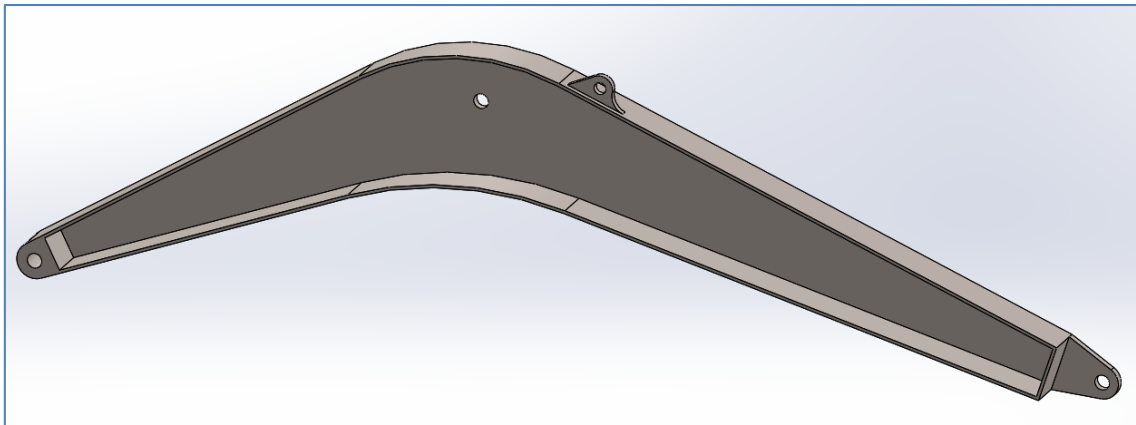


Figura 1.28

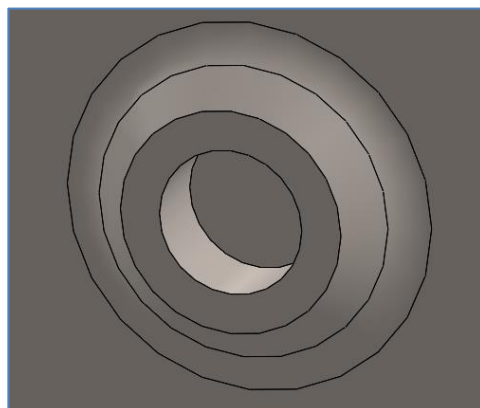


Figura 1.29

Con estas modificaciones podemos ver (*figura 1.30*) que las zonas rojas en el trazado de tensiones para el coeficiente de seguridad se ven reducidas drásticamente, dejando sólo pequeñas concentraciones de tensiones que no superan el límite elástico y que son totalmente aceptables.

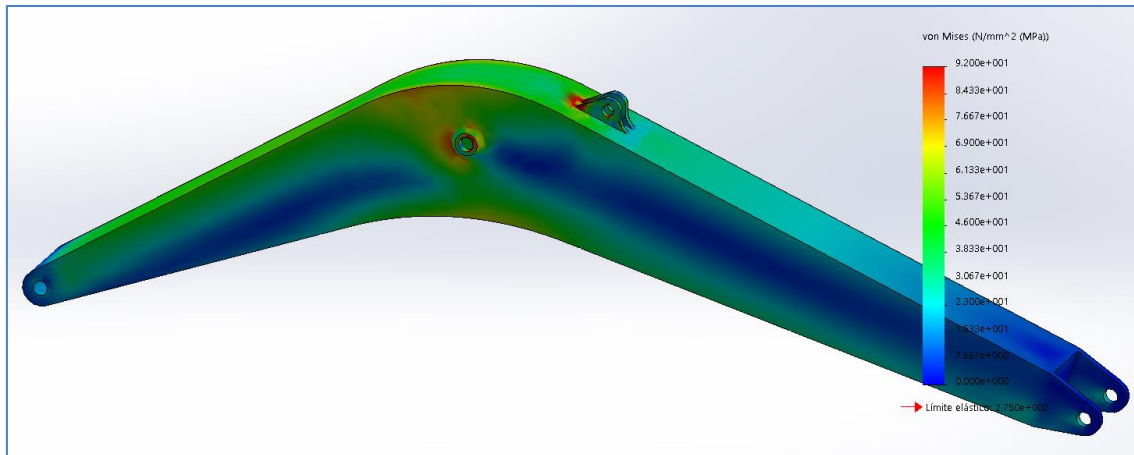


Figura 1.30

En la siguiente figura se muestra la configuración deformada con los desplazamientos amplificados 200 veces.

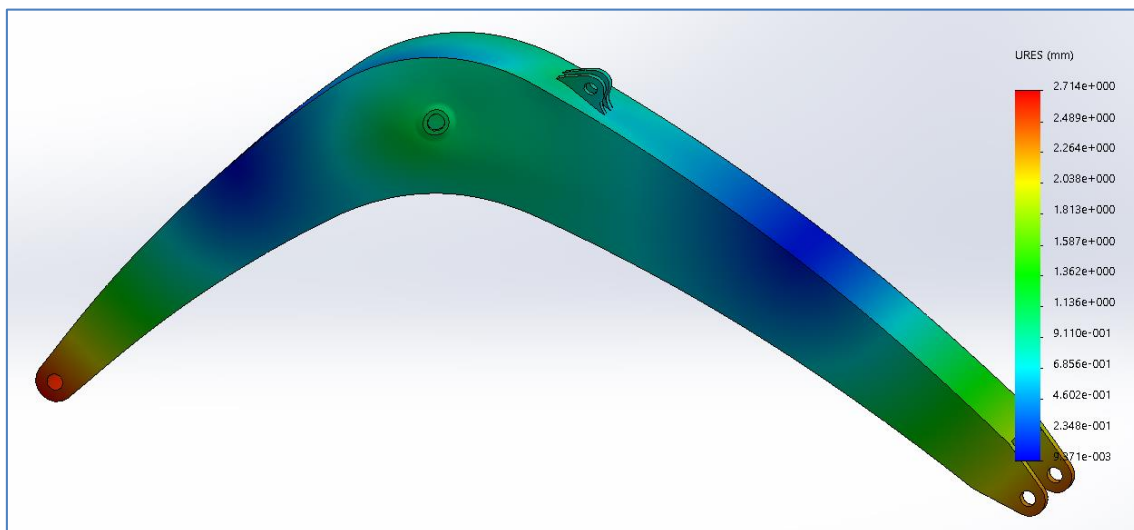


Figura 1.31

Como se puede observar está flectando hacia abajo debido al peso del brazo con la carga. Y como es lógico la parte superior e inferior de la sección que pasa por el alojamiento lateral se convierte en las zonas donde se acumulan esfuerzos.

2.5.2. Brazo

En las figuras se muestran los resultados de tensiones esta vez para el brazo. En la *figura 1.32* el límite superior está en 275 MPa y en la *figura 1.33* en 92 MPa.

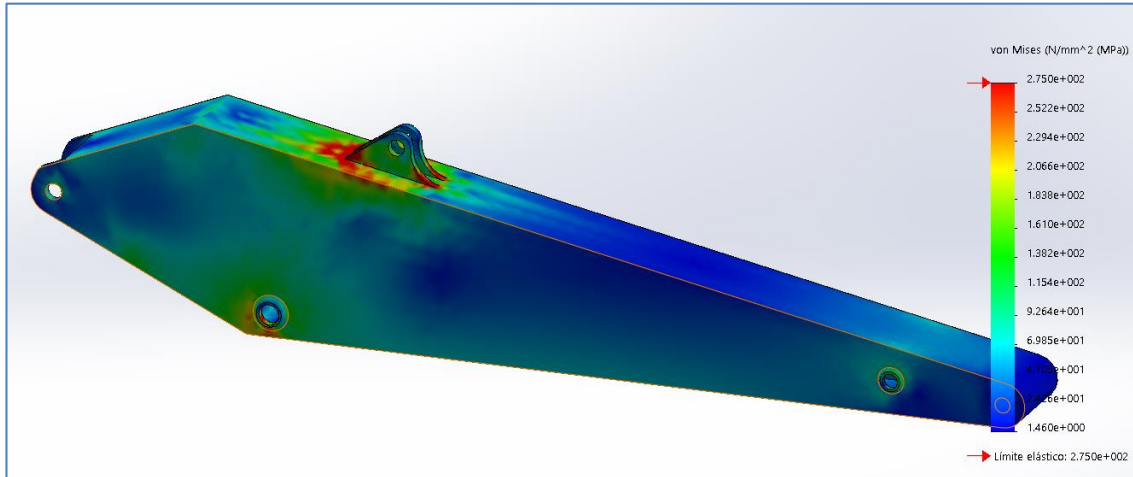


Figura 1.32

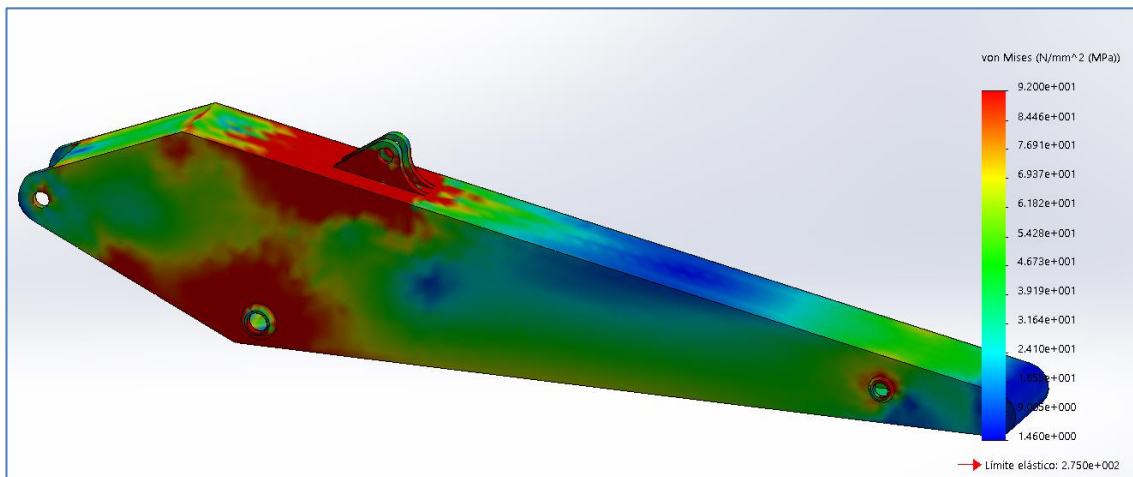


Figura 1.33

Al igual que con la pluma se generan unas zonas rojas en ambas figuras que en este caso son totalmente inadmisibles. Ésto es debido a que las orejetas superiores, pese a que las resisten los esfuerzos según fueron dimensionadas, transmiten los esfuerzos al brazo en una superficie muy pequeña, lo que provoca el fallo para un espesor tan pequeño como **9 mm**. Existe otra zona de concentración de tensiones alrededor del nudo 3 que también debemos solucionar.

Las modificaciones realizadas son: añadir grosor a las paredes inferiores del brazo (*figura 1.34*), prolongar las orejetas para repartir los esfuerzos (*figura 1.35*) y mejorar los alojamientos laterales aumentando su diámetro exterior y redondeándolo (*figura 1.36*).

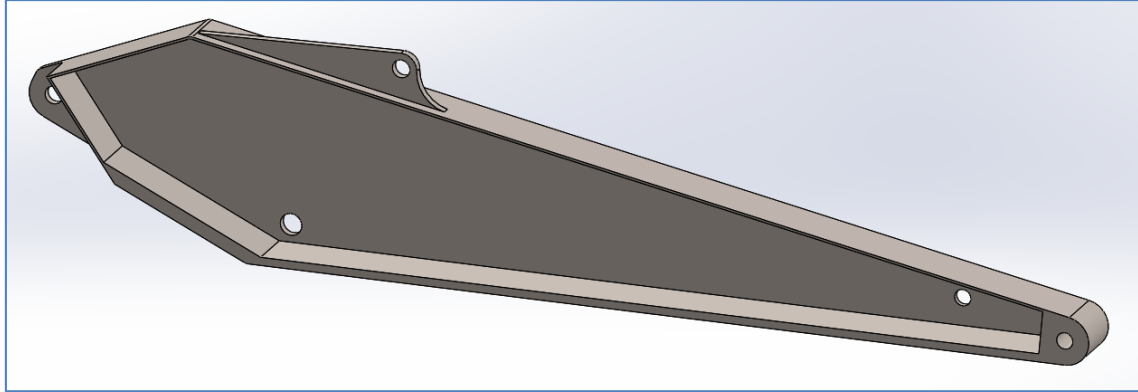


Figura 1.34

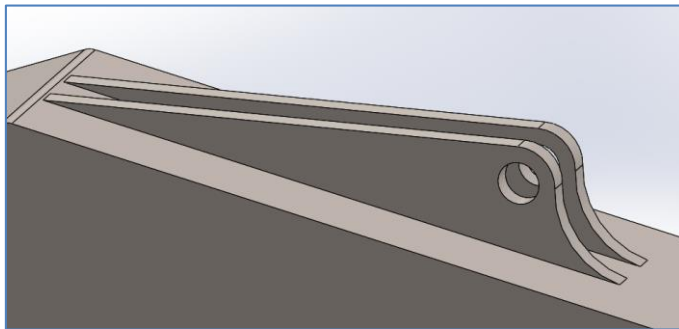


Figura 1.35

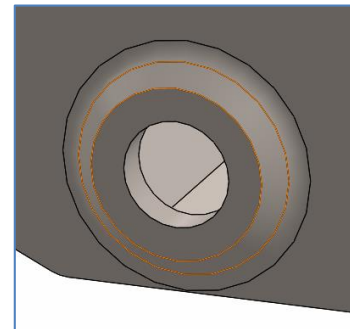


Figura 1.36

Con éstos cambios ya aplicados volvemos a calcular las tensiones obteniendo el siguiente trazado para el límite de seguridad establecido.

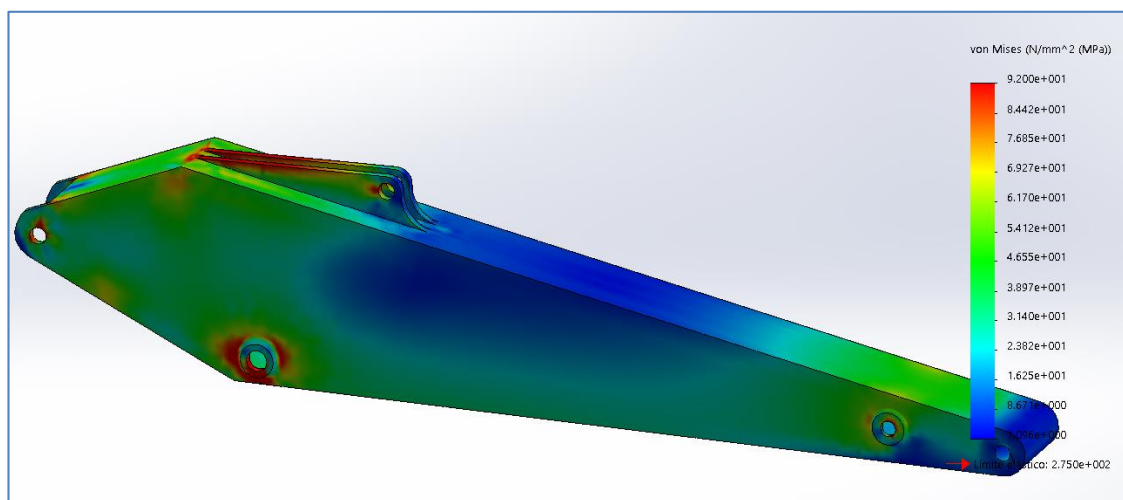


Figura 1.36

Se han reducido significativamente todas las áreas rojas. Teniendo en cuenta que nos encontramos con el estado de carga máxima, quedan sólo unas pequeñas zonas de concentración de tensiones donde no se supera el límite elástico y que son perfectamente aceptables.

En la siguiente figura se muestra la configuración deformada del brazo, con los desplazamientos amplificados 200 veces.

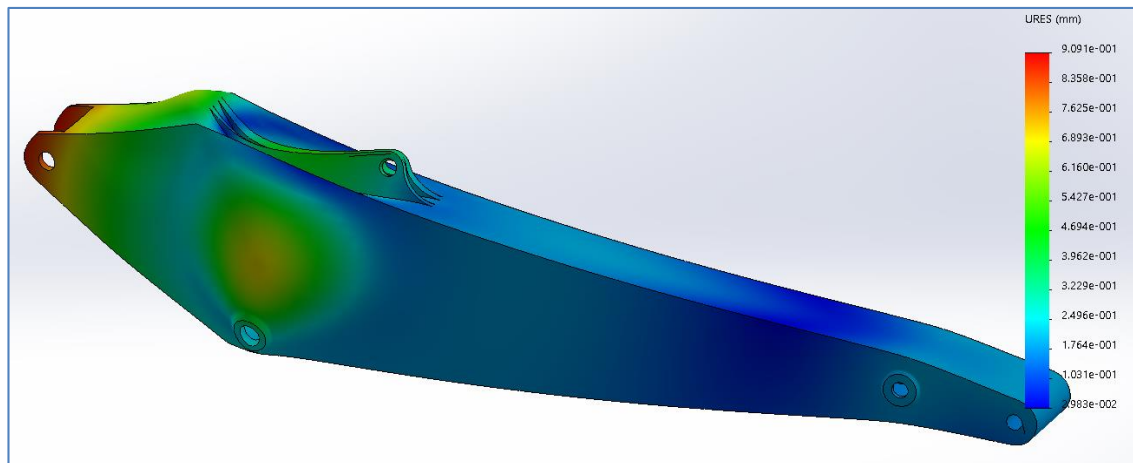


Figura 1.37

2.6. Resumen

Tras realizar el análisis de los elementos del mecanismo y dimensionarlos nos damos cuenta de que algunas partes, pese a resistir por separado, generan problemas una vez simulado el conjunto.

Las simplificaciones realizadas en orejetas y alojamientos sí que han dado buenos resultados según las dimensionalizaciones iniciales realizadas. Pero, como hemos visto en el caso del brazo, el soporte bajo las mismas puede fallar. Por lo tanto, acabamos con elementos que por separado en los casos simplificados estarían sobredimensionados, pero en el conjunto sometido a cargas sus dimensiones son las adecuadas.

Al simplificar la pluma y el brazo en *Cespla* se empleó una configuración de barras unidimensionales para recrear el mecanismo. Como hemos podido observar la geometría real es más compleja y la curvatura de la pluma o la transferencia de esfuerzos en el brazo nos obligan a realizar algunas modificaciones para evitar fallos.

En conclusión, las simplificaciones pueden darnos una idea inicial de qué dimensiones puede tener un elemento, pero una comprobación más compleja con todos los elementos trabajando al unísono es totalmente necesaria para evitar cualquier tipo de fallo que las simplificaciones pasen por alto.

3. CONCLUSIONES

Éste trabajo ha supuesto un reto a la hora de aplicar los conocimientos adquiridos ya que requiere la aplicación conjunta de las diferentes materias, en un caso donde hay disponible una gran cantidad de información que se debe filtrar y seleccionar para poder usarla de manera adecuada.

Partiendo de la base geométrica que ha proporcionado la hoja de especificaciones, junto con la tabla de cargas máximas según la norma UNE-ISO 10567, se ha generado una cantidad elevada de datos, figuras, esquemas, modelos... con el uso de diferentes programas informáticos. Todo se ha creado de forma original, estableciendo todas las medidas por nuestra cuenta, lo que supone estimar muchos datos realizando numerosos cálculos.

Los objetivos de definición del trabajo se han llevado a cabo con éxito además de haber analizado aspectos que afectan a la máquina, como el vuelco, circuitos hidráulicos y la selección de pistones a partir de un catálogo comercial. Cabe la posibilidad de extender el alcance del trabajo en gran medida abarcando más partes de la máquina como puede ser el motor, sistema de rotación del chasis, transmisión, control... En general, seguir definiendo más sistemas de la excavadora con detalle.

Personalmente, he de destacar lo aprendido en cuanto a maquetación, tratamiento de datos, coordinación entre diferentes contenidos proporcionados por cada programa, cálculo de esfuerzos, modelado 2D y 3D, búsqueda de información y manejo de fichas técnicas y catálogos de pedidos.

Los principales problemas encontrados han sido, sobre todo, la adecuada representación gráfica de todo el contenido generado para poder entender adecuadamente las explicaciones. Si se realiza algún cambio o se detecta un error es costoso volver a generar las imágenes, lo que significa un aumento considerable en el volumen de trabajo.

Para terminar, como experiencia personal, he de decir que la realización de éste trabajo ha supuesto un gran esfuerzo no exento de satisfacción. Los conocimientos adquiridos han sido numerosos y variados lo que enriquece el proceso de elaboración del proyecto.

4. BIBLIOGRAFÍA

4.1. Software

- AutoCad 2016
- AutoDWG
- SolidWorks 2015
- Cálculo interactivo de estructuras planas CESPLA
- Engeneering Equation Solver
- Excel 2016
- Word 2016
- Acrobar Reader DC (pdf)

4.2. Información

- Criterios de Diseño de Máquinas (Curso 2013-2014)
- TIMOSHENKO: Resistencia de materiales
- Apuntes proporcionados por el departamento de Teoría de Estructuras y Construcciones Industriales.
- HIDROMEK Maquinaria de Construcción España S.L. (www.hidromek.com.tr/es)
 - Catálogo y ficha técnica excavadora HMK 200 W 200 WMH
- KOMATSU España S.L. (www.kesa.es)
- CATERPILLAR (www.cat.com)
- HINE Cilindros, Alpesa S.L. (www.hinegroup.com/index_cilindros.html)
 - Catálogo comercial del cilindro CRH3
- CASIDER S.A. (www.casider.com)

4.3. Normas

- UNE-ISO 10567:2009 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Capacidad de elevación.
- ISO 3320:2013 Cilindros Hidráulicos.

5. ANEXOS

5.1. ANEXO I: CÁLCULOS DE ESFUERZOS PARA PASADORES

Todos los datos numéricos, geométricos y de esfuerzos son extraídos de la representación en CAD de cada posición y su equivalente en el programa *Cespla* de manera respectiva.

5.1.1. Ecuaciones de resolución para nudos desconocidos

Comenzamos entonces estableciendo las ecuaciones que se usarán para cada pieza y las variables conocidas que podemos extraer con CAD y *Cespla*.

Usaremos de ejemplo del conjunto con una posición cualquiera (*figura 2.1*) para marcar los datos conocidos que más adelante usaremos.

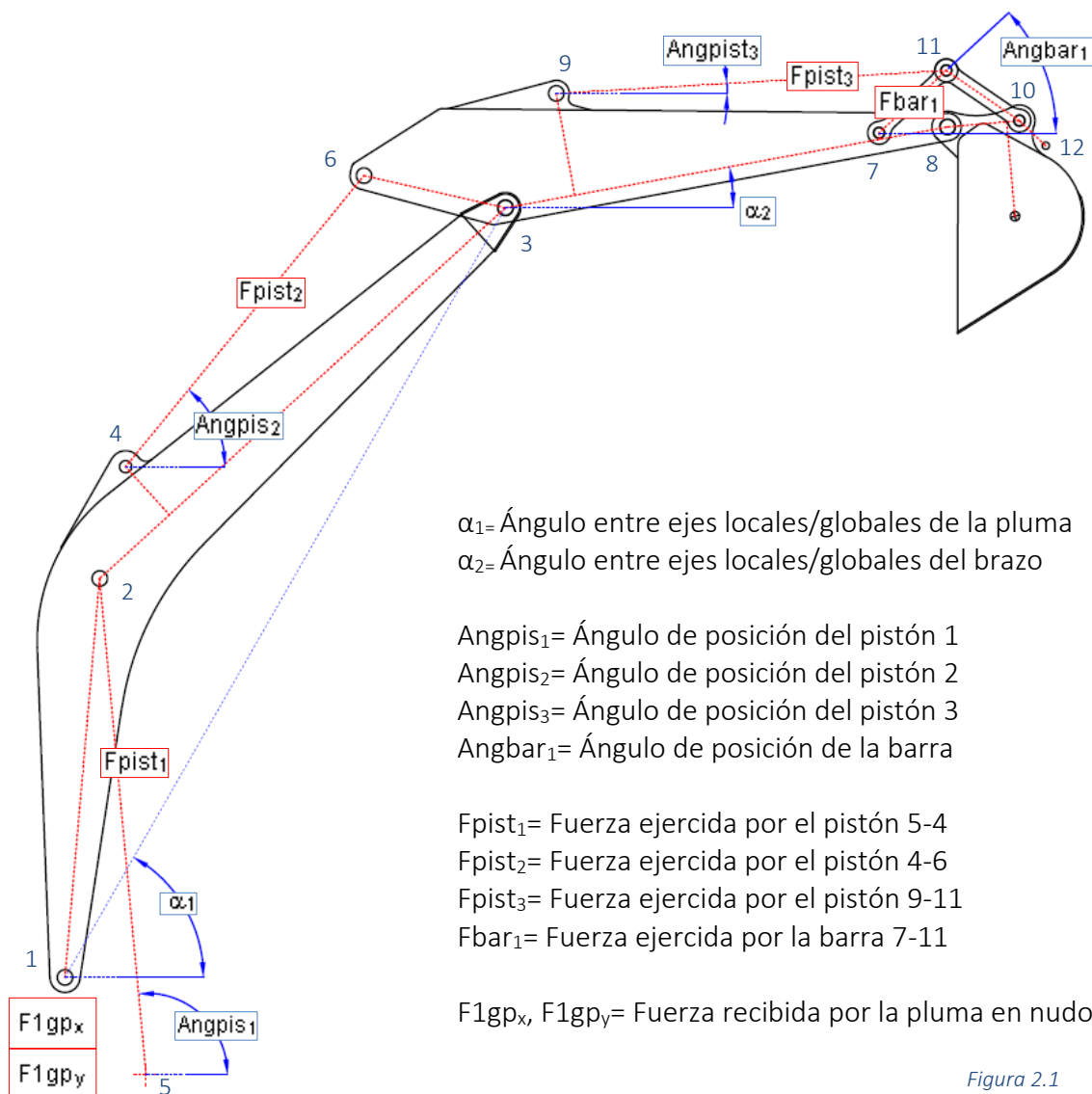


Figura 2.1

Ahora pasaremos a describir la serie de ecuaciones que son introducidas en el programa. **EES** funciona con un método de iteración, dados un número de ecuaciones con el mismo número de incógnitas el programa va probando valores que pueden generar errores si no se establecen límites. En nuestro caso esto no será necesario ya que el mayor sistema de ecuaciones que el programa deberá resolver es de 2 ecuaciones. Pasemos entonces a explicar las ecuaciones extraídas directamente del programa teniendo en cuenta que ya han sido introducidos los valores de entrada previamente explicados. La fuerza está de cada nudo esta denominada de manera que una **p** indica que es referente a la **pluma** y una **b** indica que en referencia al **brazo**. Los valores marcados con **g** son en coordenadas globales y sin ella, en locales.

$$F2gp_x = -Fpist_1 \cdot \cos(\text{Angpis}_1)$$

$$F2gp_y = -Fpist_1 \cdot \sin(\text{Angpis}_1)$$

$$F4gp_x = Fpist_2 \cdot \cos(\text{Angpis}_2)$$

$$F4gp_y = Fpist_2 \cdot \sin(\text{Angpis}_2)$$

Calculo directo de las fuerzas globales en los nudos 2 y 4 según la fuerza de los pistones y su ángulo. El convenio de signos tomado para la fuerza de los pistones es el mismo que para los esfuerzos axiales en barras, positivo para tracción y negativo para compresión.

$$F1p_x = F1gp_x \cdot \cos(\alpha_1) + F1gp_y \cdot \sin(\alpha_1)$$

$$F1p_y = -F1gp_x \cdot \sin(\alpha_1) + F1gp_y \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$F2p_x = F2gp_x \cdot \cos(\alpha_1) + F2gp_y \cdot \sin(\alpha_1)$$

$$F2p_y = -F2gp_x \cdot \sin(\alpha_1) + F2gp_y \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$F3p_x = F3gp_x \cdot \cos(\alpha_1) + F3gp_y \cdot \sin(\alpha_1)$$

$$F3p_y = -F3gp_x \cdot \sin(\alpha_1) + F3gp_y \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$F4p_x = F4gp_x \cdot \cos(\alpha_1) + F4gp_y \cdot \sin(\alpha_1)$$

$$F4p_y = -F4gp_x \cdot \sin(\alpha_1) + F4gp_y \cdot \cos(\alpha_1)$$

Para cada nudo de la **pluma** establecemos la relación entre las fuerzas en coordenadas locales y globales, con ello, podemos pasar esfuerzos de los nudos de una parte a otra cambiando sus signos en el mismo sistema de referencia. Las ecuaciones de cambio de coordenadas vienen dadas por la siguiente matriz ¹:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Fg_x \\ Fg_y \end{Bmatrix}$$

¹ Matriz simplificada para 2 ejes (Apuntes de Teoría de Estructuras y Construcciones Industriales)

Añadiendo ahora el sumatorio de fuerzas en locales para la **pluma** ya hemos definido totalmente la primera pieza.

$$F1p_x + F2p_x + F3p_x + F4p_x = 0$$

$$F1p_y + F2p_y + F3p_y + F4p_y = 0$$

Pasamos ahora a definir el **brazo**, el primer paso es transferir esfuerzos del nudo 4 al 6 y del nudo 3 referido a esta parte en vez de a la **pluma**.

$$F3gb_x = -F3gp_x$$

$$F3gb_y = -F3gp_y$$

$$F6gb_x = -F4gp_x$$

$$F6gb_y = -F4gp_y$$

Ahora añadimos los esfuerzos para los nudos 7 y 9 a partir de las fuerzas axiales de la barra y del pistón 3 respectivamente.

$$F7gb_x = Fbar_1 \cdot \cos (Angbar_1)$$

$$F7gb_y = Fbar_1 \cdot \sin (Angbar_1)$$

$$F9gb_x = Fpist_3 \cdot \cos (Angpist_3)$$

$$F9gb_y = Fpist_3 \cdot \sin (Angpist_3)$$

Volvemos a establecer la relación entre las fuerzas en coordenadas locales y globales, como se hizo anteriormente, en función del ángulo de posición del brazo.

$$F3b_x = F3gb_x \cdot \cos (\alpha_2) + F3gb_y \cdot \sin (\alpha_2)$$

$$F3b_y = -F3gb_x \cdot \sin (\alpha_2) + F3gb_y \cdot \cos (\alpha_2)$$

$$F6b_x = F6gb_x \cdot \cos (\alpha_2) + F6gb_y \cdot \sin (\alpha_2)$$

$$F6b_y = -F6gb_x \cdot \sin (\alpha_2) + F6gb_y \cdot \cos (\alpha_2)$$

$$F7b_x = F7gb_x \cdot \cos (\alpha_2) + F7gb_y \cdot \sin (\alpha_2)$$

$$F7b_y = -F7gb_x \cdot \sin (\alpha_2) + F7gb_y \cdot \cos (\alpha_2)$$

$$F8b_x = F8gb_x \cdot \cos (\alpha_2) + F8gb_y \cdot \sin (\alpha_2)$$

$$F8b_y = -F8gb_x \cdot \sin (\alpha_2) + F8gb_y \cdot \cos (\alpha_2)$$

$$F9b_x = F9gb_x \cdot \cos (\alpha_2) + F9gb_y \cdot \sin (\alpha_2)$$

$$F9b_y = -F9gb_x \cdot \sin (\alpha_2) + F9gb_y \cdot \cos (\alpha_2)$$

Sólo queda entonces añadir el sumatorio de fuerzas del **brazo** en x e y para terminar de definir el sistema totalmente.

$$F_{3b_x} + F_{6b_x} + F_{7b_x} + F_{8b_x} + F_{9b_x} = 0$$

$$F_{3b_y} + F_{6b_y} + F_{7b_y} + F_{8b_y} + F_{9b_y} = 0$$

Los esfuerzos para los pasadores de los **nudos 1, 2, 4, 5, 6, 7, 9, 10 y 11 se pueden obtener directamente con los datos que proporciona Cespia** con la fuerza de los pistones, barras y de las reacciones en apoyos. **EES nos proporciona los valores para los nudos que faltan, la unión entre pluma y brazo (nudo 3) y la unión entre brazo y cazo (nudo 8).**

Con ayuda de una tabla Excel, volcaremos los resultados obtenidos para filtrar los valores más altos por nudo según el módulo de la fuerza.

El sistema de unidades usado es **N para cargas** y **mm para longitud**.

5.1.2. Resultados para cada posición

LPH=7500 mm LPR=6460 mm Carga=40500 N

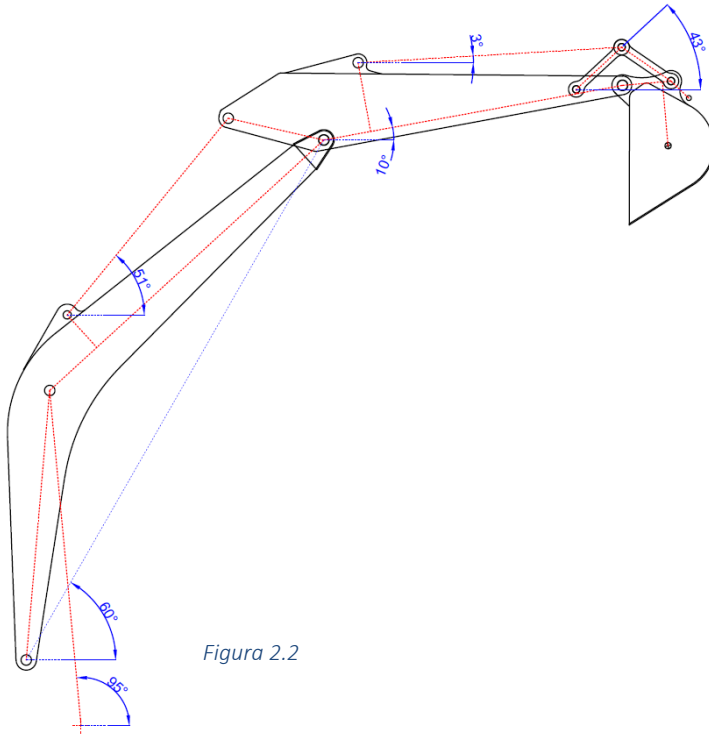


Figura 2.2



Figura 2.3

NUDOS	LPH=7500, LPR=6460
1	512639
2	552949
3	203685
4	168463
5	552949
6	168463
7	83621
8	75847
9	133124
10	86753
11	133124

Tabla 2.1

LPH=6000 mm LPR=7500 mm Carga=38500 N

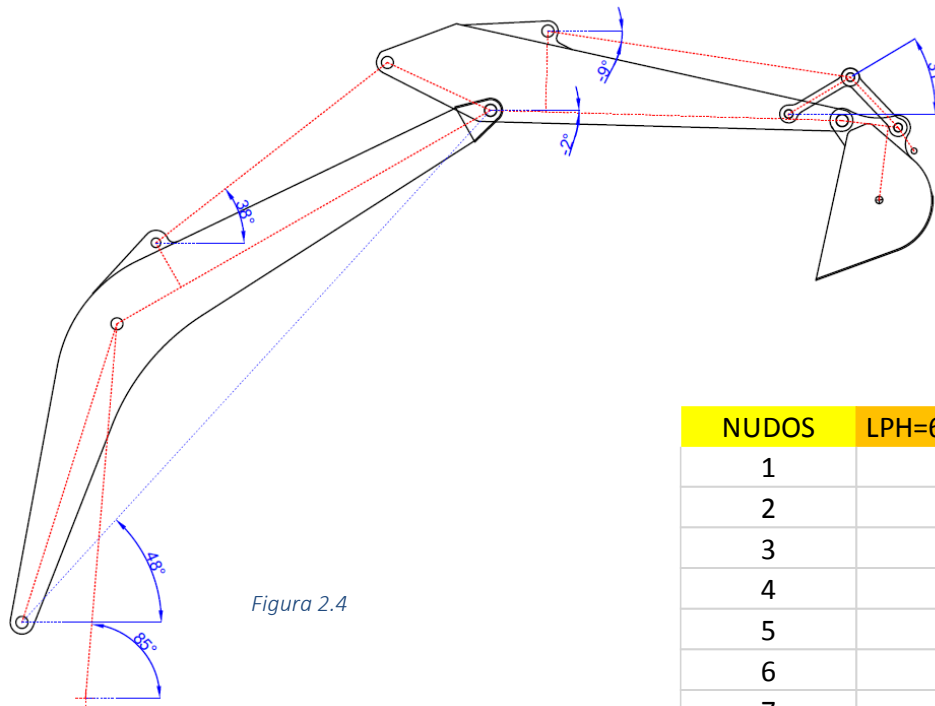


Figura 2.4

NUDOS	LPH=6000, LPR=7500
1	454643
2	492997
3	188793
4	161482
5	492997
6	161482
7	74563
8	58231
9	118702
10	77354
11	118702

Tabla 2.2

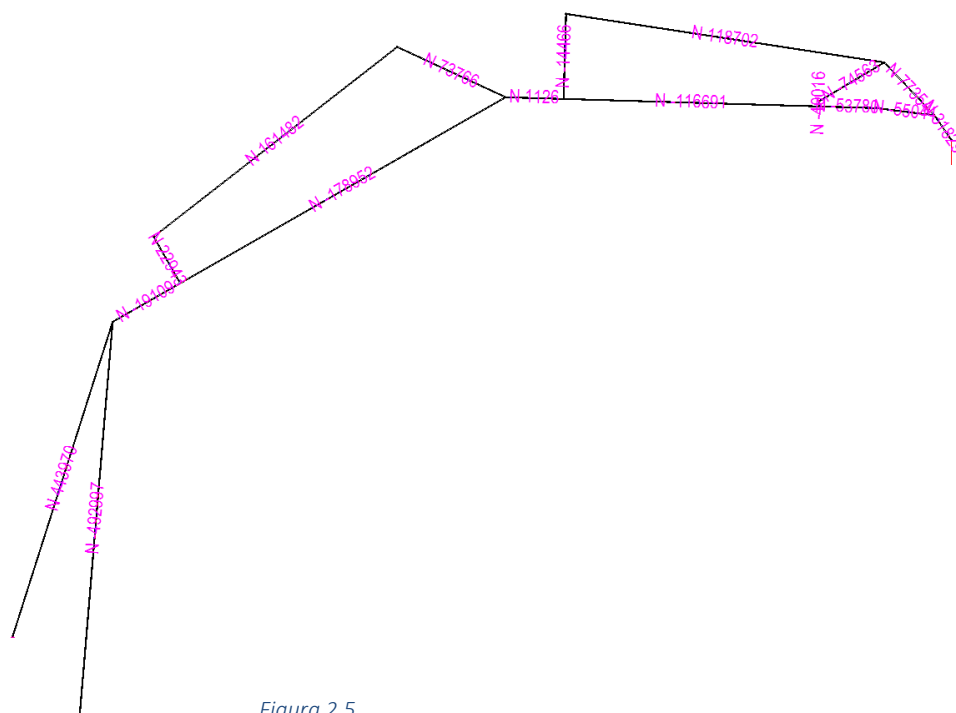


Figura 2.5

LPH=4500 mm LPR=8130 mm Carga=39000 N

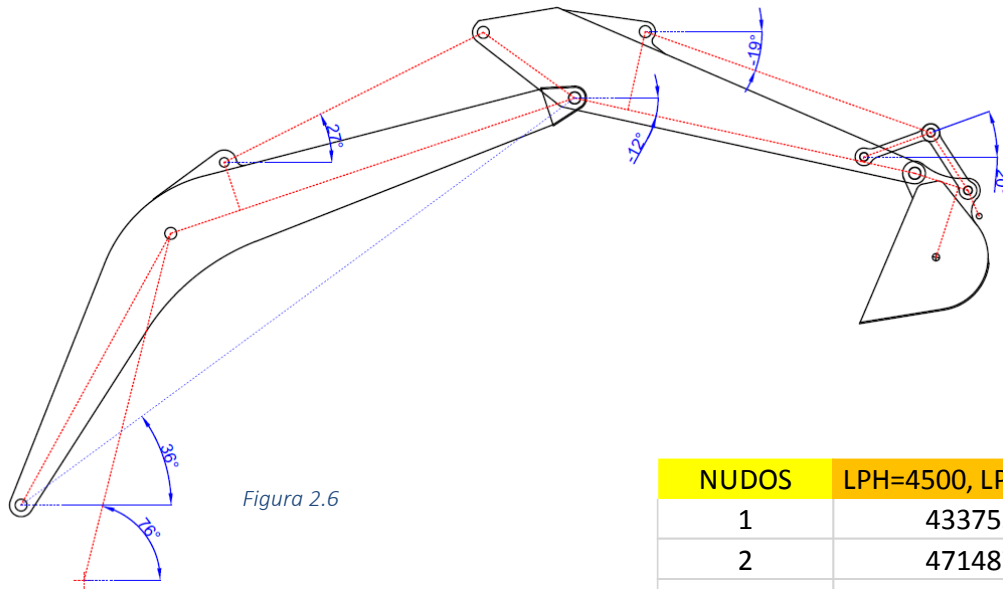


Figura 2.6

NUDOS	LPH=4500, LPR=8130
1	433753
2	471487
3	179302
4	158365
5	471487
6	158365
7	67592
8	41306
9	106408
10	69972
11	106408

Tabla 2.3

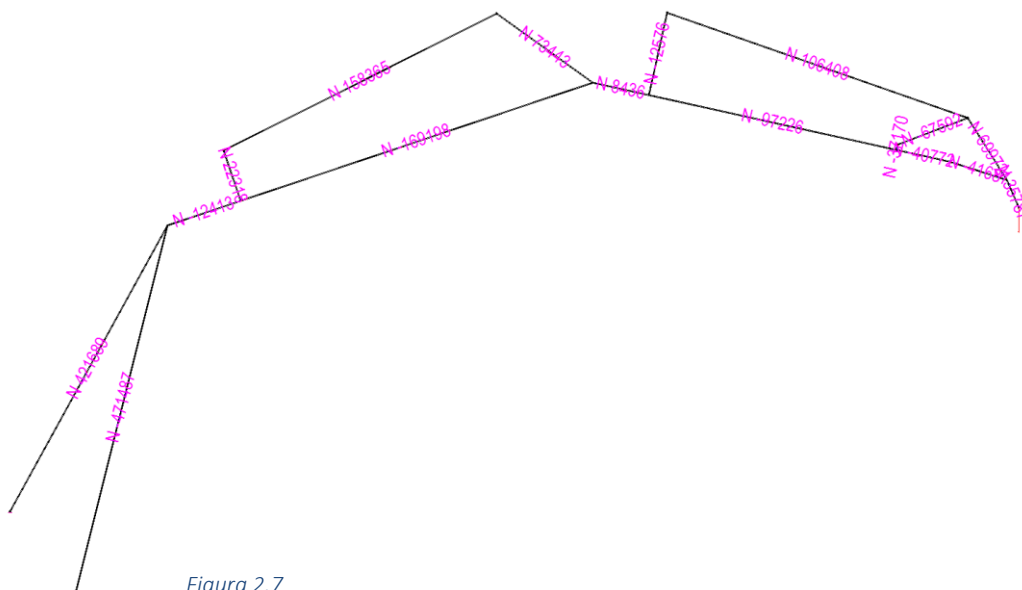
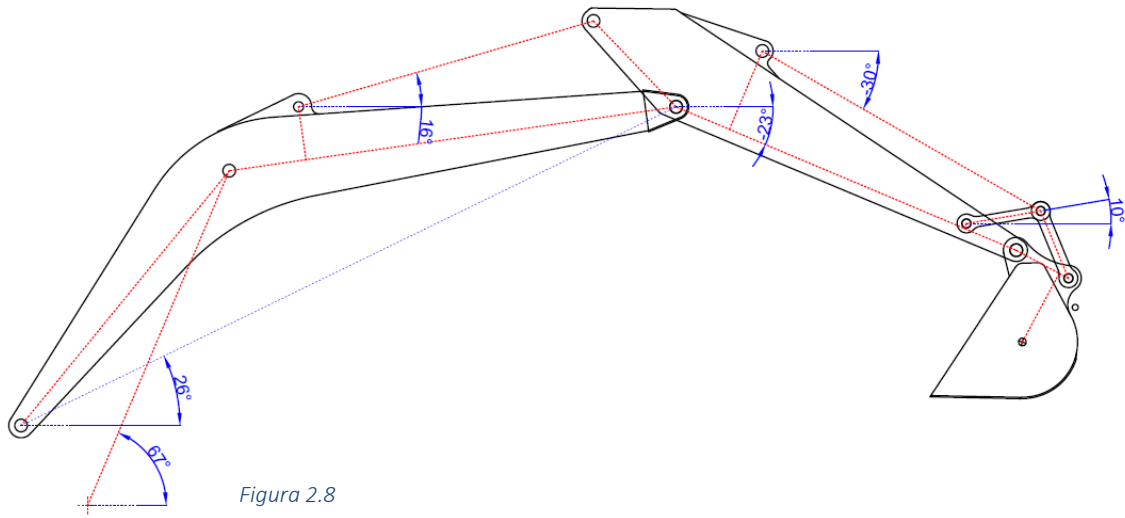


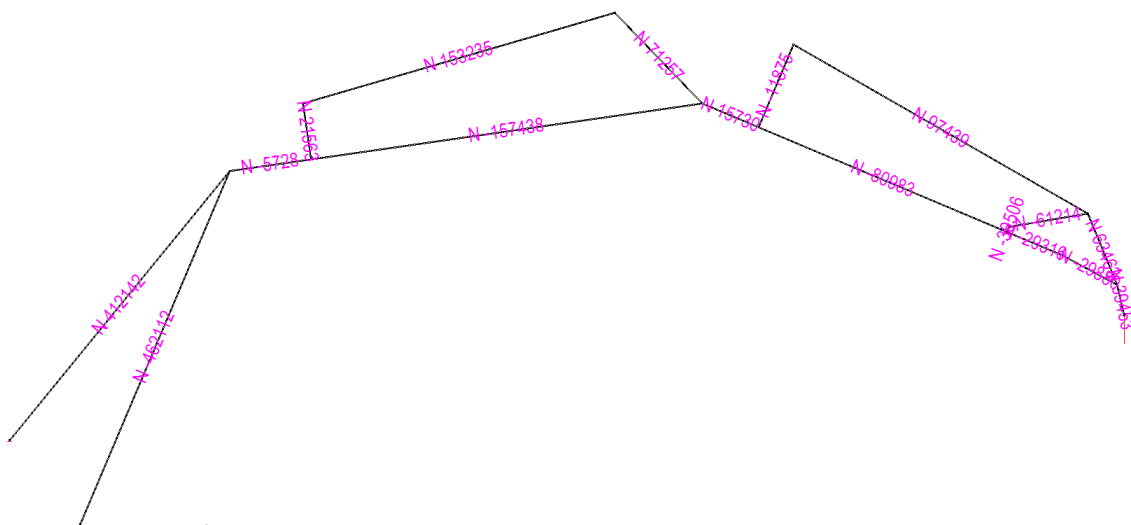
Figura 2.7

LPH=3000 mm LPR=8440 mm Carga=40500 N



NUDOS	LPH=3000, LPR=8440
1	425109
2	462112
3	169236
4	153235
5	462112
6	153235
7	61214
8	31055
9	97439
10	63462
11	97439

Tabla 2.4



LPH=1500 mm LPR=8470 mm Carga=44500 N

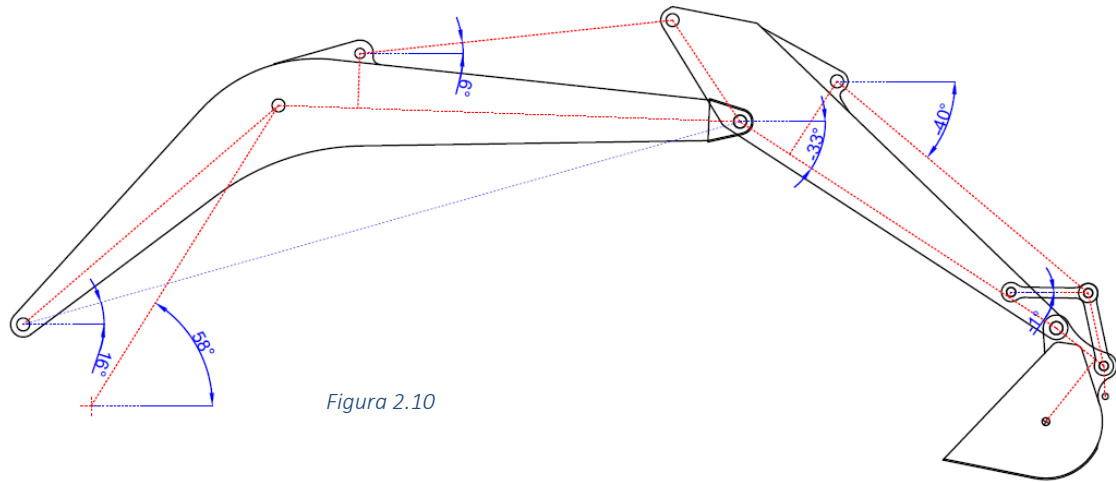


Figura 2.10

NUDOS	LPH=1500, LPR=8470
1	440191
2	477316
3	161473
4	150417
5	477316
6	150417
7	54542
8	16198
9	86828
10	56584
11	86828

Tabla 2.5

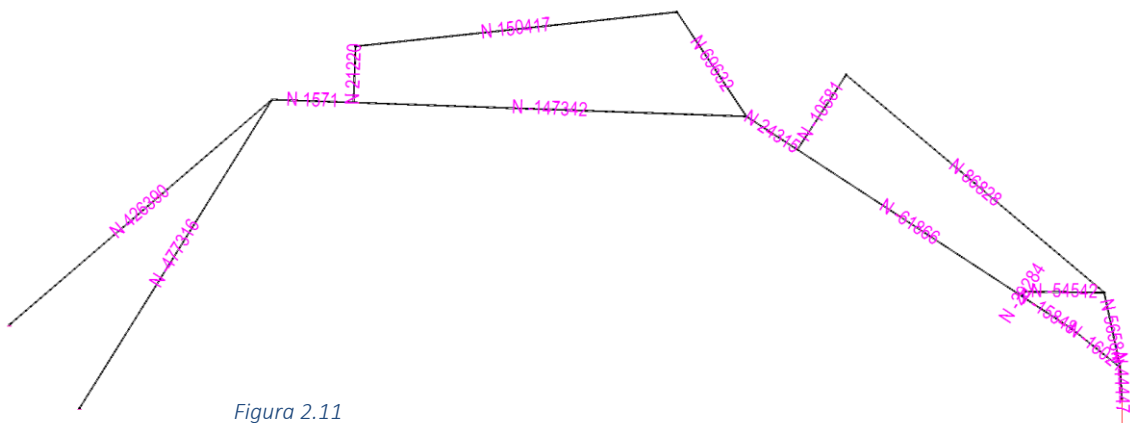


Figura 2.11

LPH=0 mm LPR=8230 mm Carga=50500 N

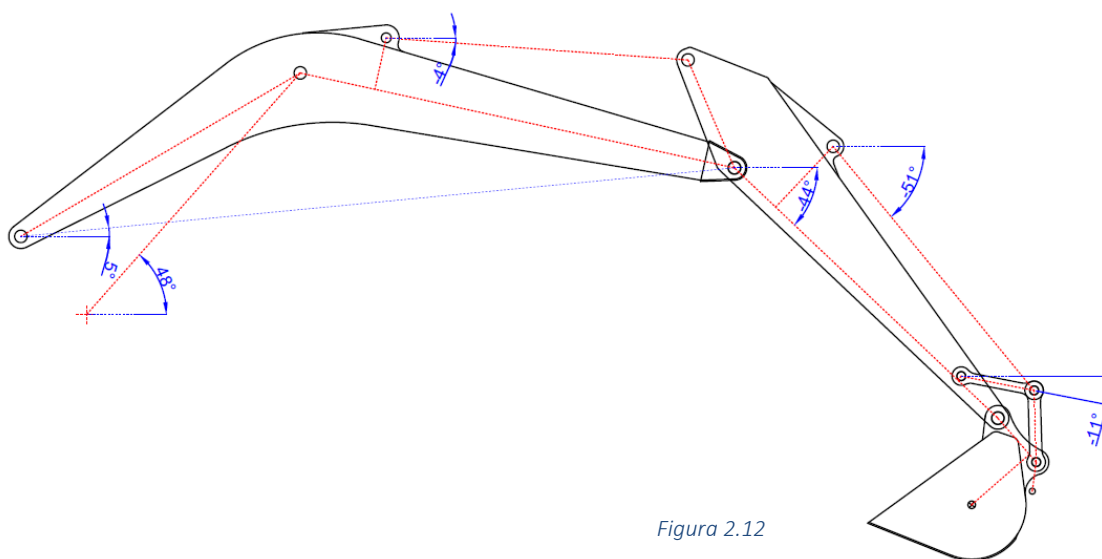


Figura 2.12

NUDOS	LPH=0, LPR=8230
1	469332
2	505946
3	152127
4	144614
5	505946
6	144614
7	45329
8	4070
9	72162
10	47025
11	72162

Tabla 2.6

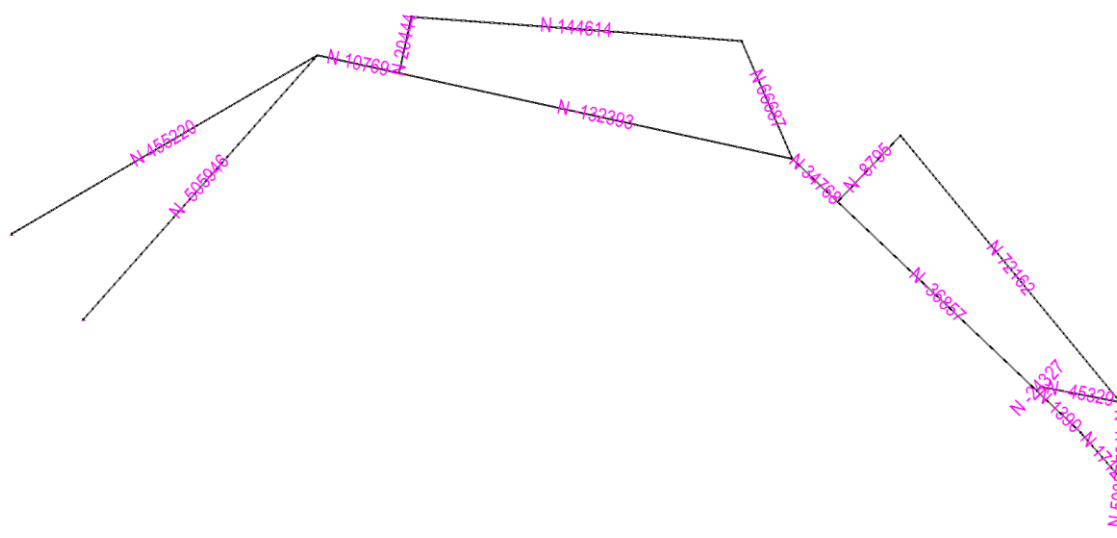


Figura 2.13

LPH=-1500 mm LPR=7690 mm Carga=53000 N

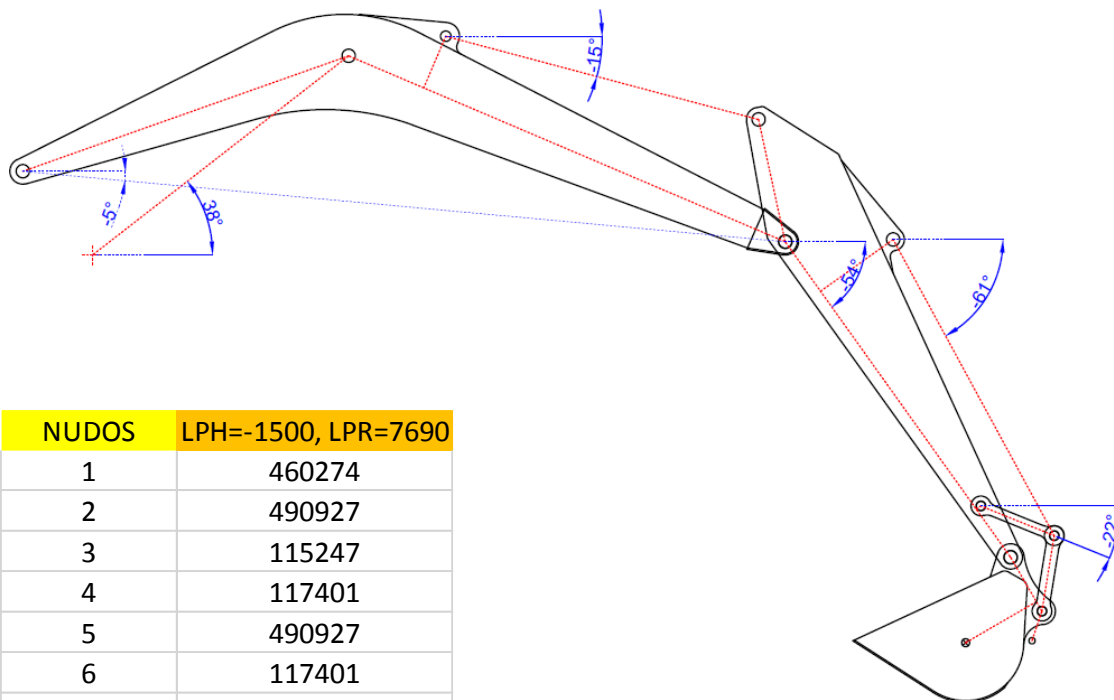


Figura 2.14

NUDOS	LPH=-1500, LPR=7690
1	460274
2	490927
3	115247
4	117401
5	490927
6	117401
7	27518
8	26124
9	43808
10	28548
11	43808

Tabla 2.7

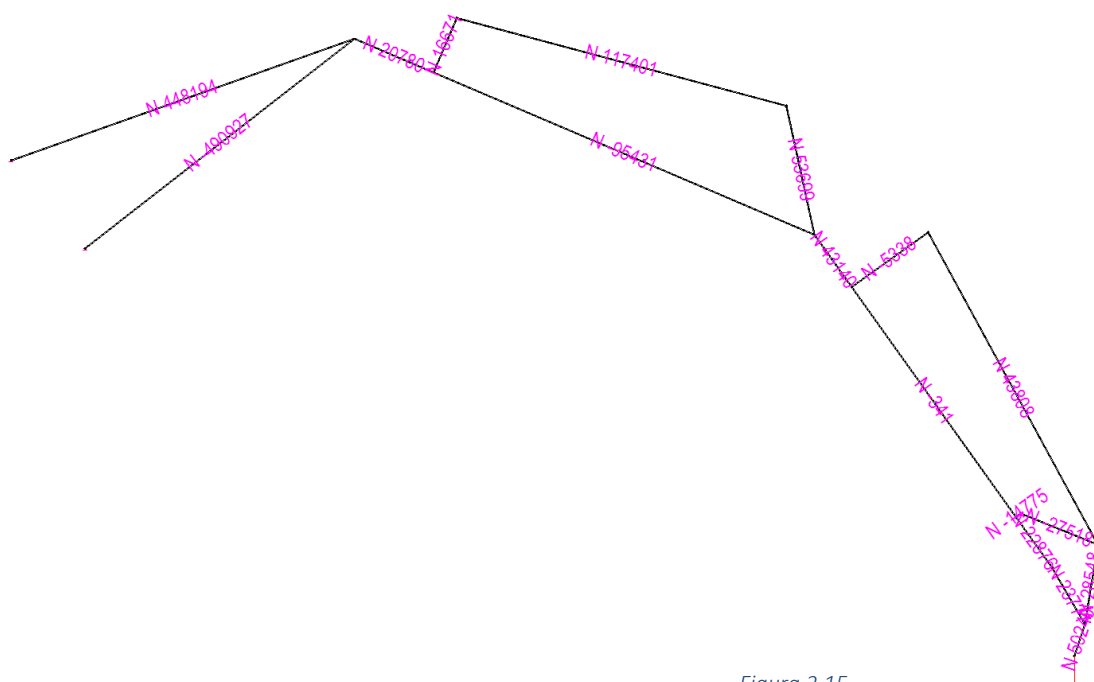
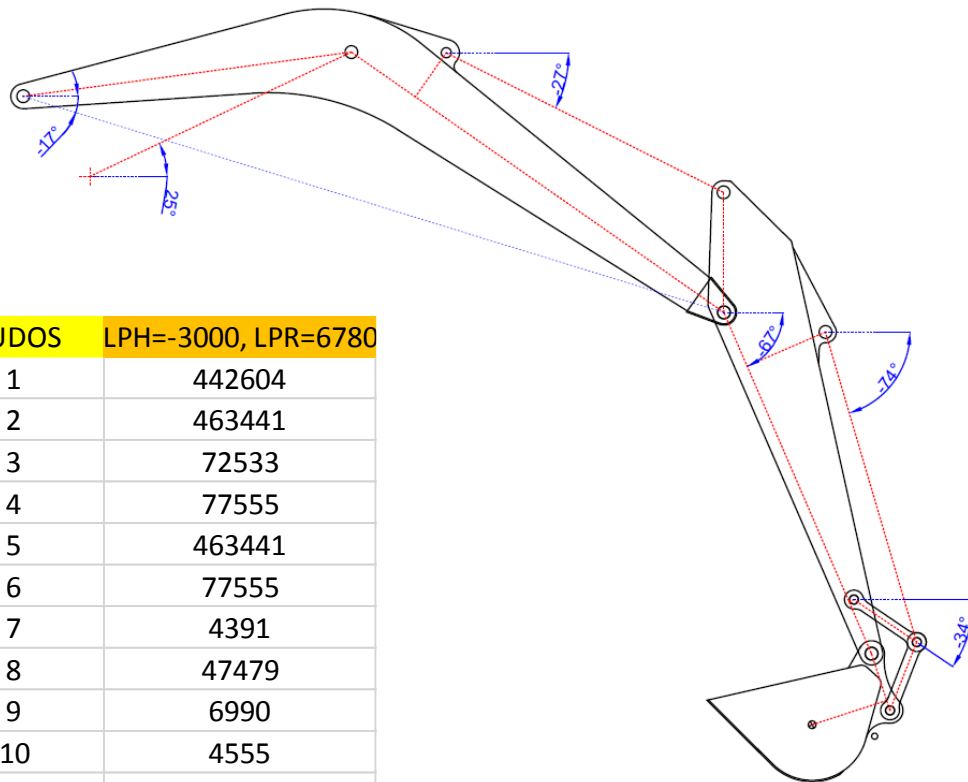


Figura 2.15

LPH=-3000 mm LPR=6780 mm Carga=55000 N



NUDOS	LPH=-3000, LPR=6780
1	442604
2	463441
3	72533
4	77555
5	463441
6	77555
7	4391
8	47479
9	6990
10	4555
11	6990

Tabla 2.8

Figura 2.16

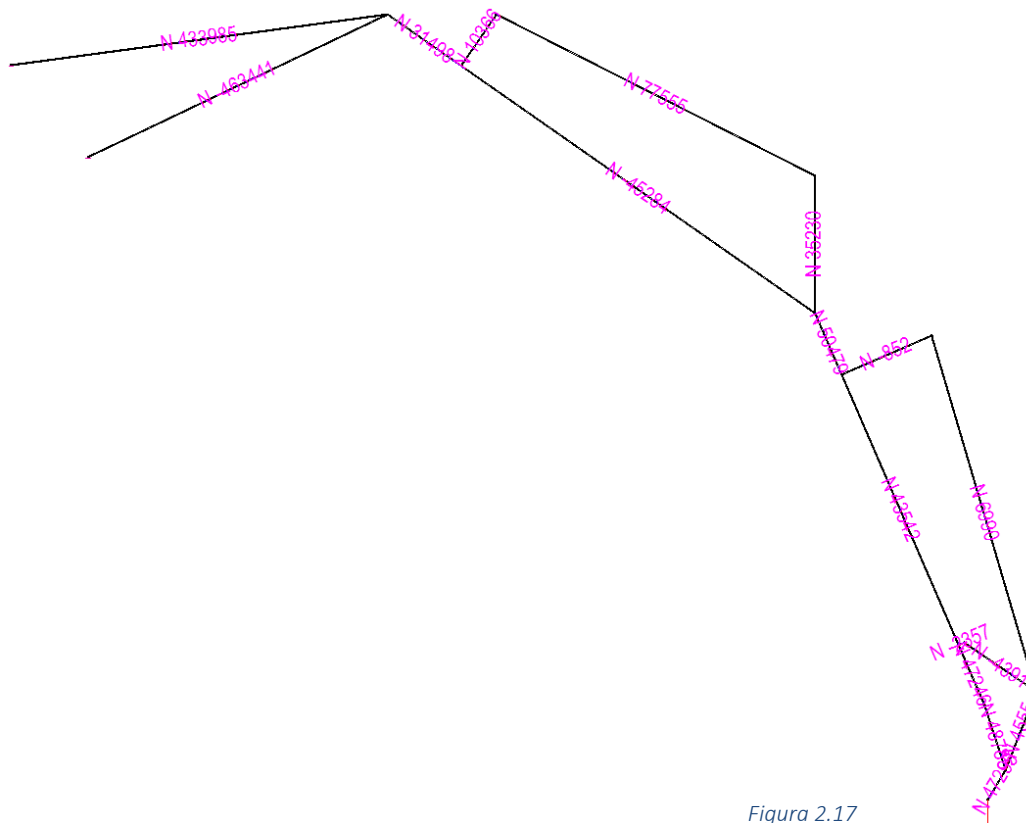


Figura 2.17

LPH=-4500 mm LPR=5290 mm Carga=55000 N

NUDOS	LPH=-4500, LPR=5290
1	401654
2	406762
3	43741
4	18698
5	406762
6	18698
7	25482
8	76659
9	40566
10	26436
11	40566

Tabla 2.9

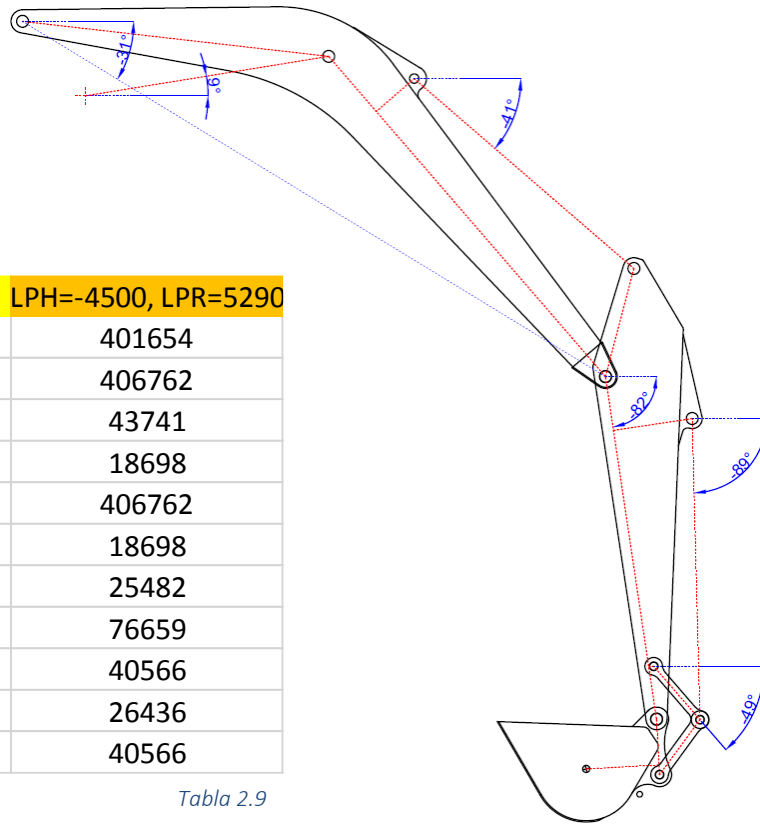


Figura 2.18

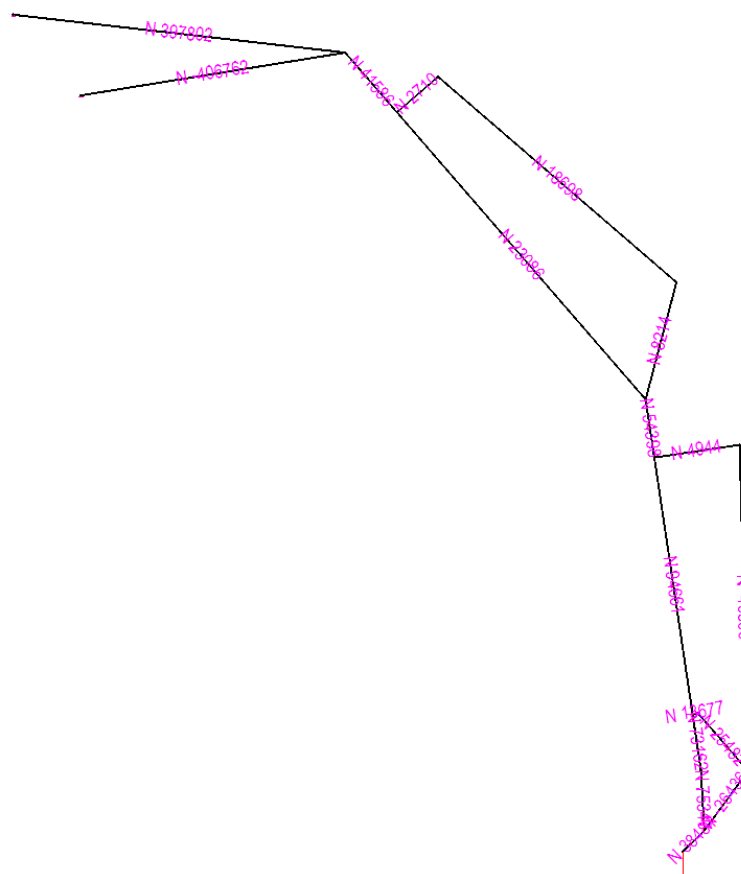


Figura 2.19

LPH=-3000 mm LPR= 3000 mm Carga=127500 N

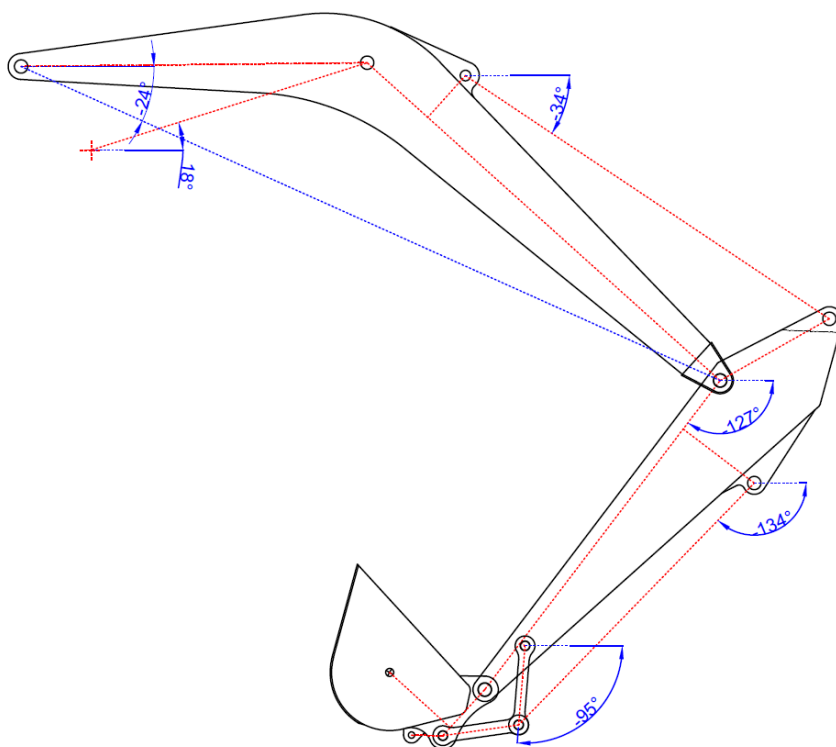


Figura 2.20

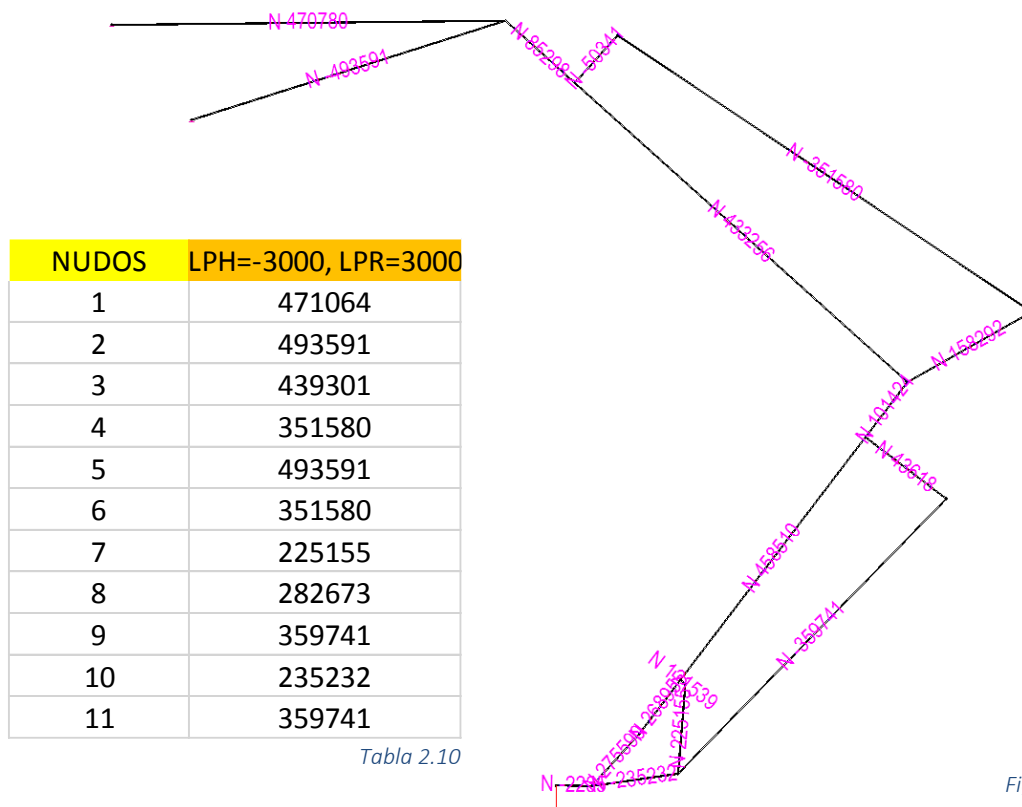


Tabla 2.10

Figura 2.21

A la vista de los datos obtenidos, podemos ver que la posición de **máximo LPH y máximo LPR** es el más desfavorable para el **pistón 1** y la posición de **máxima carga** es más solicitante para los **pistones 2 y 3**.

Una vez filtrados módulos de fuerza máximos que cada pasador recibirá obtenemos los siguientes valores definitivos, a partir de éstos valores se dimensionarán los pasadores y las orejetas donde irán alojados.

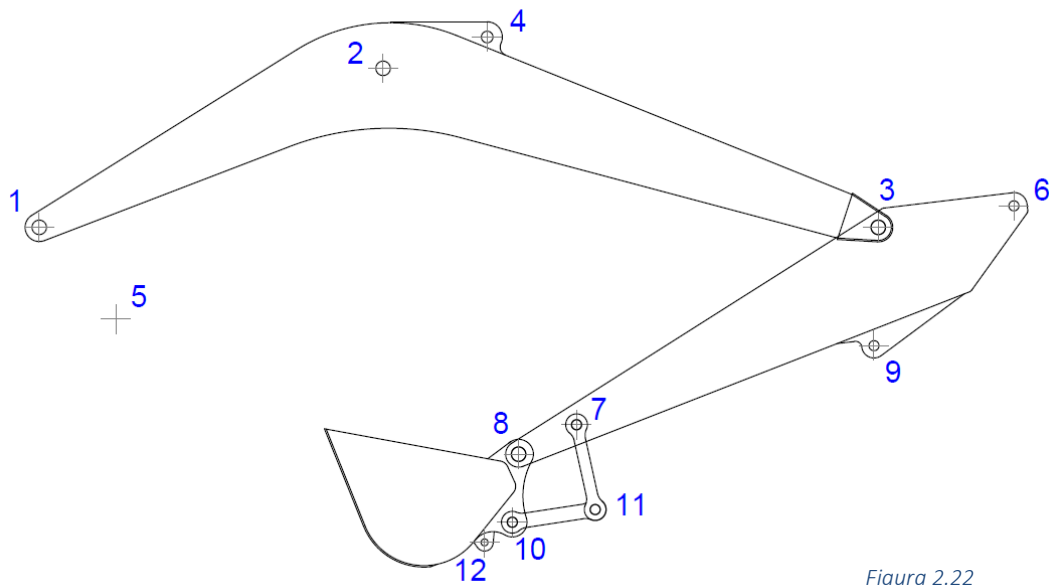


Figura 2.22

NUDOS	MÁXIMO
	Fuerza F (N)
1	512639
2	552949
3	439301
4	351580
5	552949
6	351580
7	225155
8	282673
9	359741
10	235232
11	359741

Tabla 2.11

5.2. ANEXO II: CÁLCULO DE ESFUERZOS EN BARRAS

Los diagramas de esfuerzos y sus valores son obtenidos en su totalidad con el programa *Cespla*. Cada modelo se ha realizado midiendo los emplazamientos de los nudos en la representación en CAD de cada posición y uniéndolos mediante barras según la simplificación descrita en la memoria.

5.2.1. Puntos de toma de datos

Para poder filtrar los datos de cada posición, se deben definir una serie de puntos en las barras de los cuales tomar los datos para elegir los estados más desfavorables y sus valores. Como magnitud para evaluar los estados de carga se usará el momento flector en N/m , ésto es debido a que en los puntos más importantes va a ser muy superior a normales y cortantes por lo que genera más esfuerzos. En la *figura 2.23* se muestran los puntos seleccionados (verde) para la extracción de los datos siguiendo el criterio descrito previamente en la memoria:

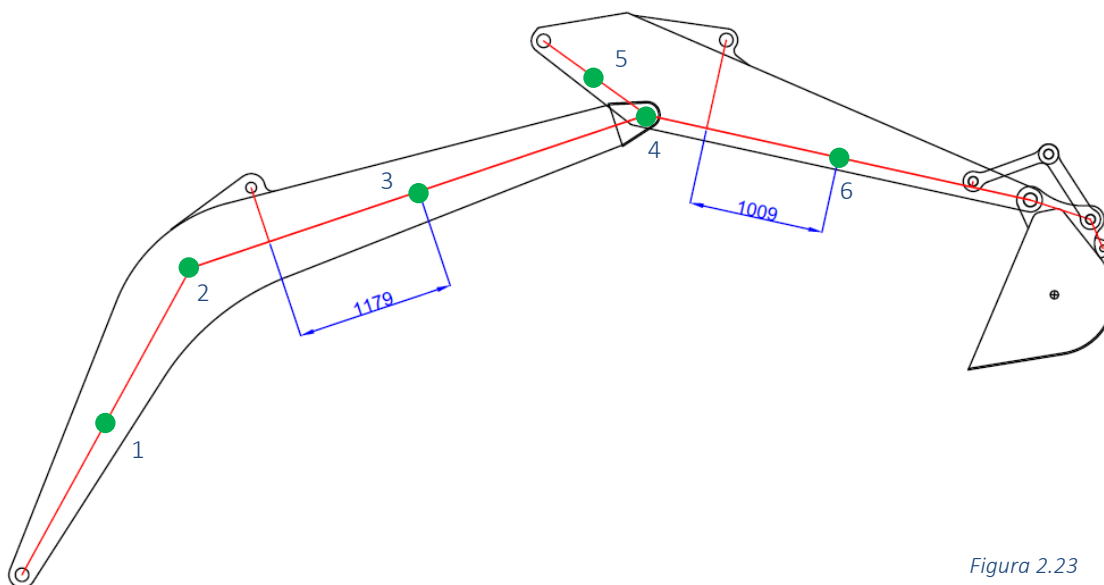
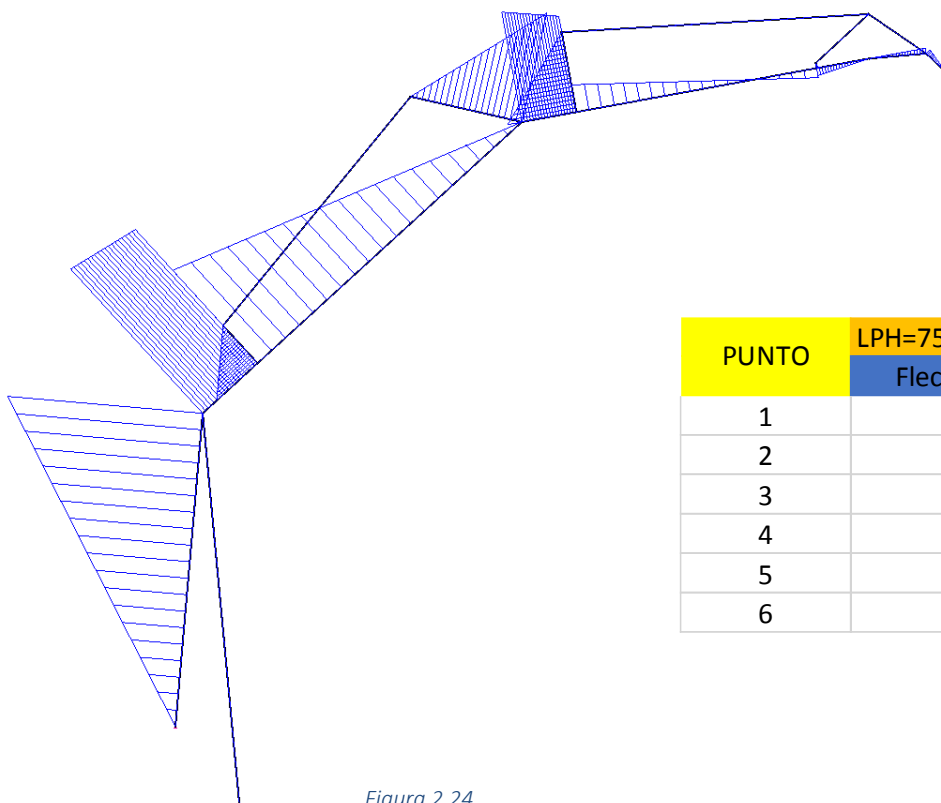


Figura 2.23

Cespla divide cada barra en un número de partes donde calcula el valor concreto del momento flector. El punto 1 está situado en el punto medio entre los nudos 1 y 2, el punto 3 en el punto medio entre el nudo 2 y 3 y el punto 6 entre el nudo 3 y 8. Estos puntos no coinciden con las mitades de las barras en *Cespla*, por lo tanto, se debe realizar una interpolación lineal para calcular su valor.

5.2.2. Resultados para cada posición

LPH=7500 mm LPR=6460 mm Carga=40500 N

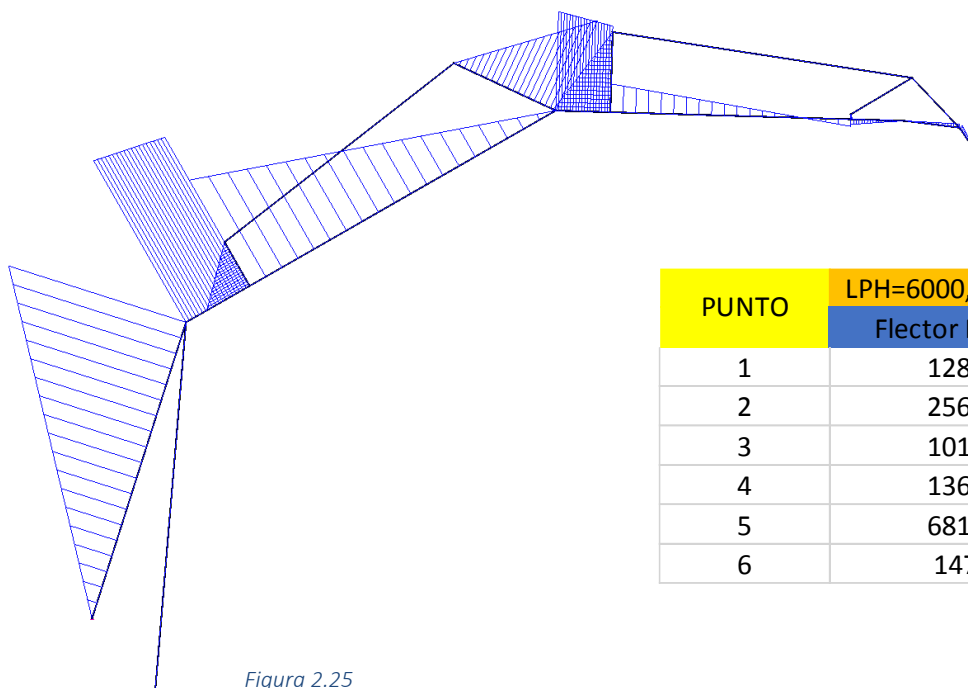


PUNTO	LPH=7500, LPR=6460
	Flector M (N/m)
1	125297
2	250593
3	97331
4	143099
5	71550
6	11622

Tabla 2.12

Figura 2.24

LPH=6000 mm LPR=7500 mm Carga=38500 N

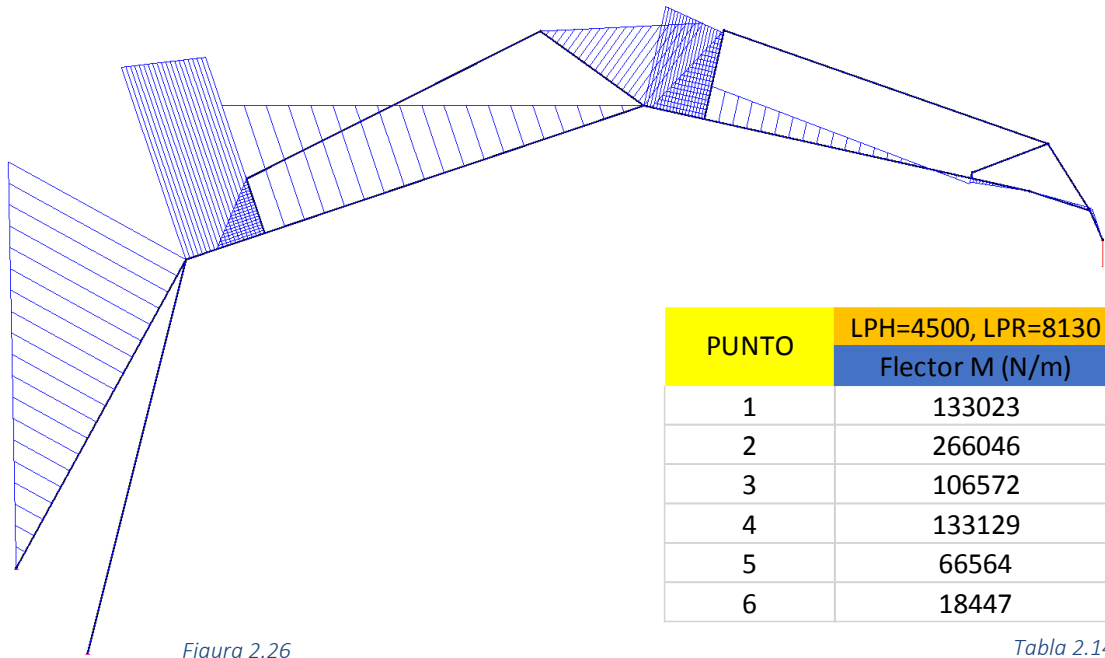


PUNTO	LPH=6000, LPR=7500
	Flector M (N/m)
1	128230
2	256461
3	101323
4	136301
5	681151
6	14715

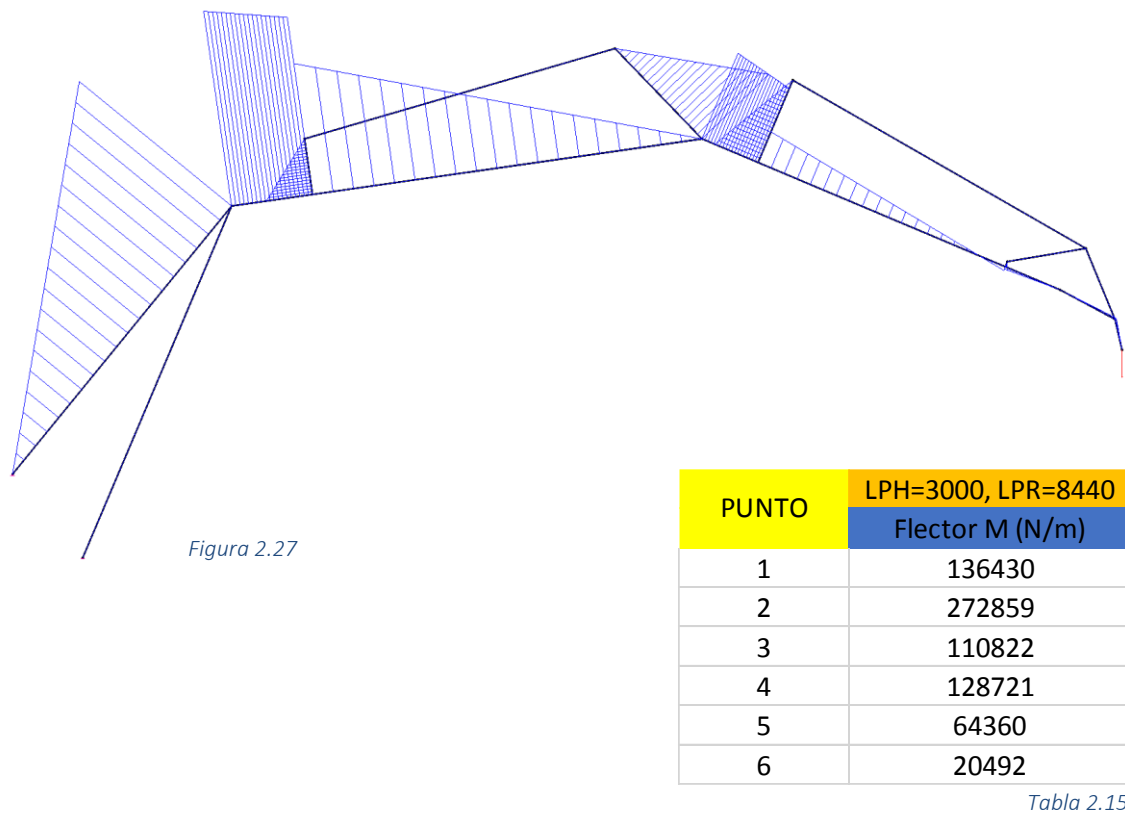
Tabla 2.13

Figura 2.25

LPH=4500 mm LPR=8130 mm Carga=39000 N



LPH=3000 mm LPR=8440 mm Carga=40500 N



LPH=1500 mm LPR=8470 mm Carga=44500 N

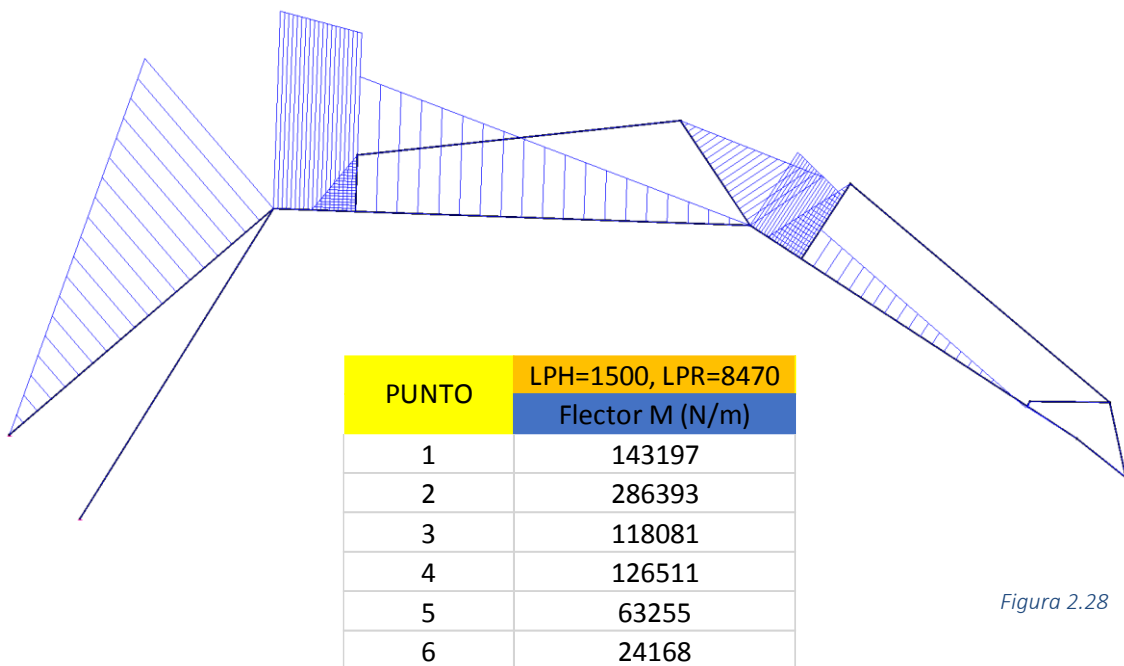


Figura 2.28

Tabla 2.16

LPH=0 mm LPR=8230 mm Carga=50500 N

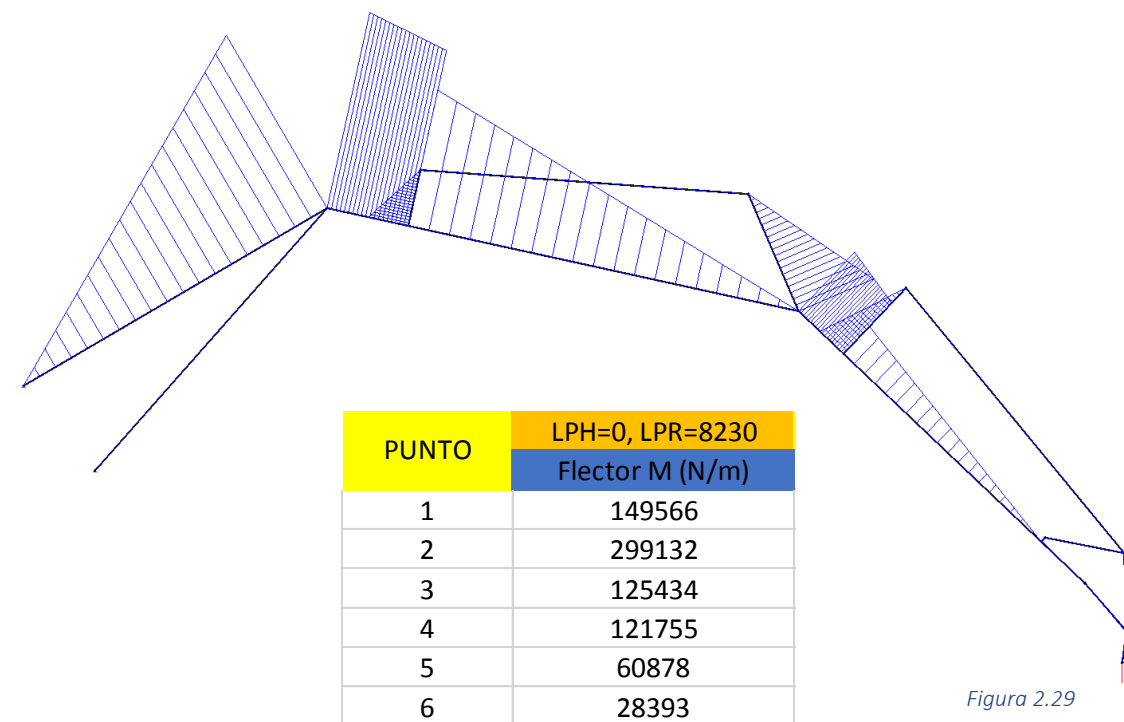


Figura 2.29

Tabla 2.17

LPH=-1500 mm LPR=7690 mm Carga=53000 N

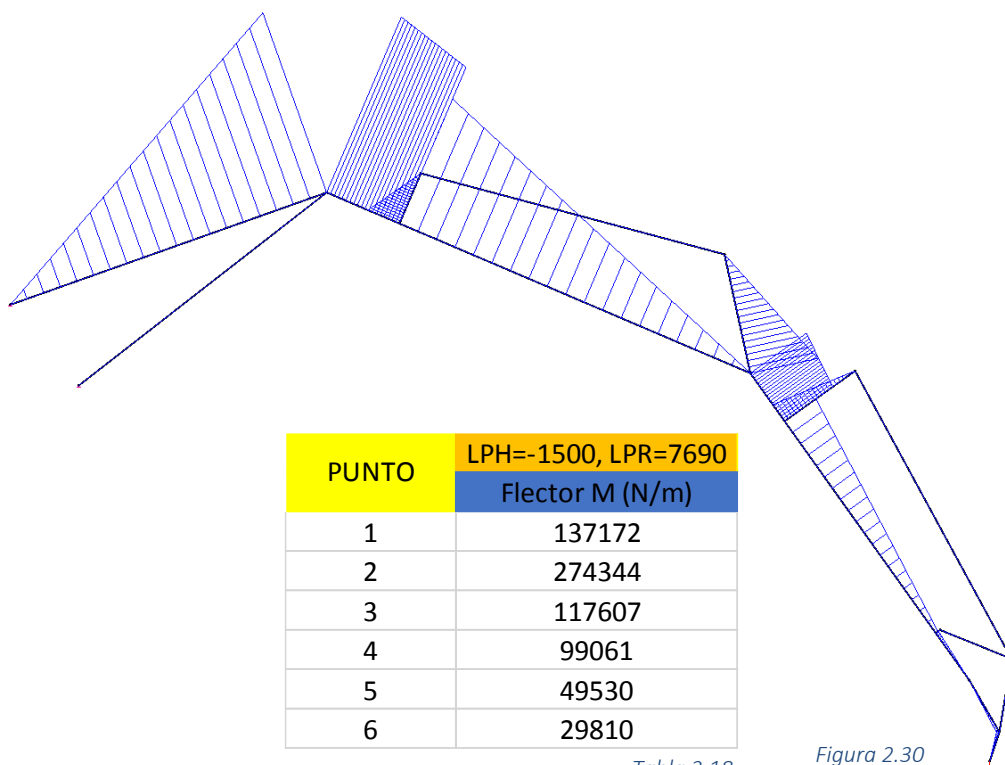


Tabla 2.18

Figura 2.30

LPH=-3000 mm LPR=6780 mm Carga=55000 N

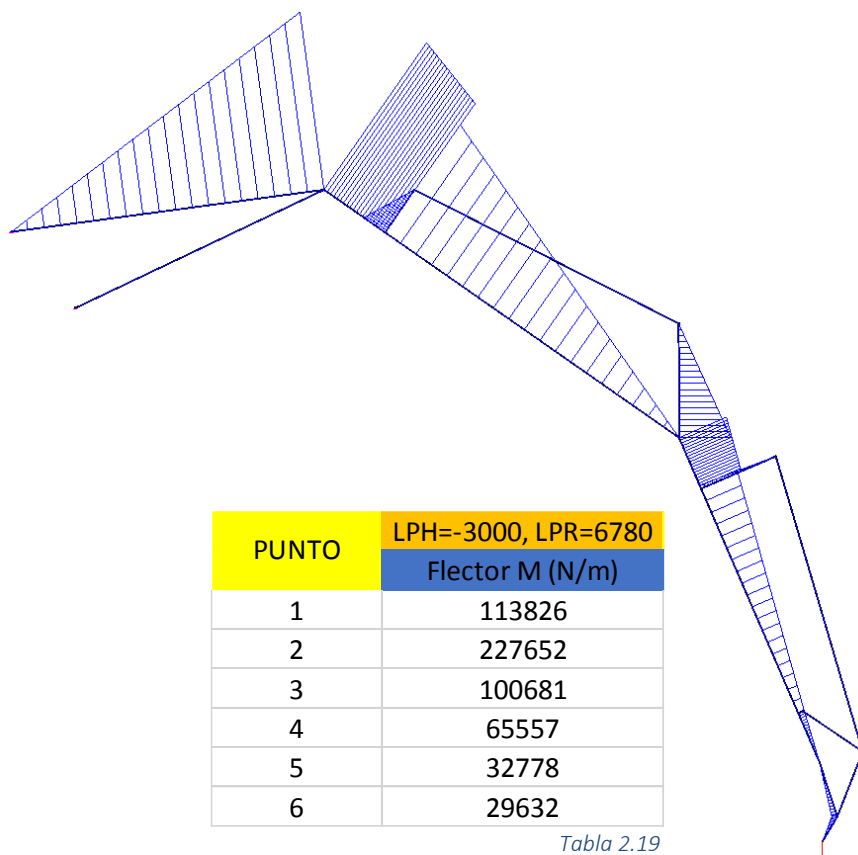
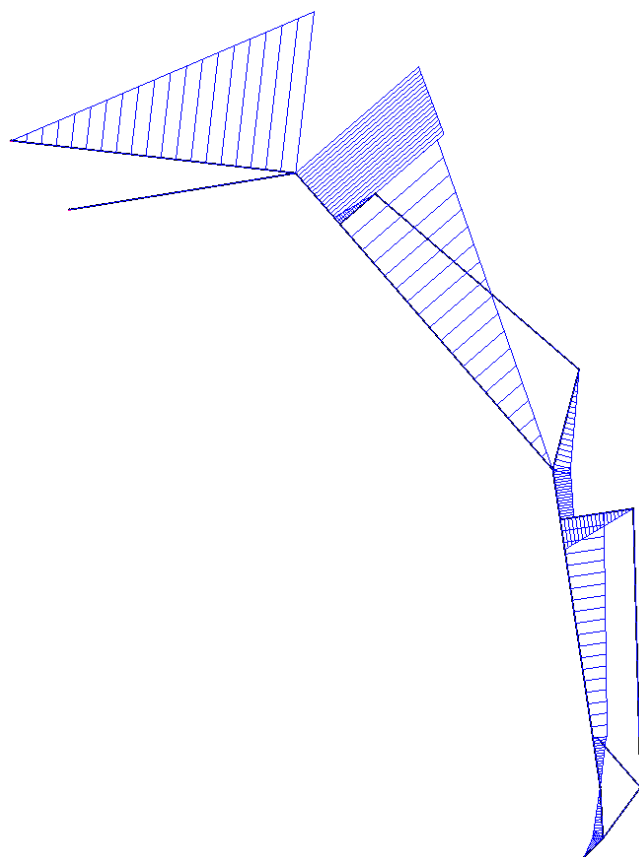


Tabla 2.19

Figura 2.31

LPH=-4500 mm LPR=5290 mm Carga=55000 N

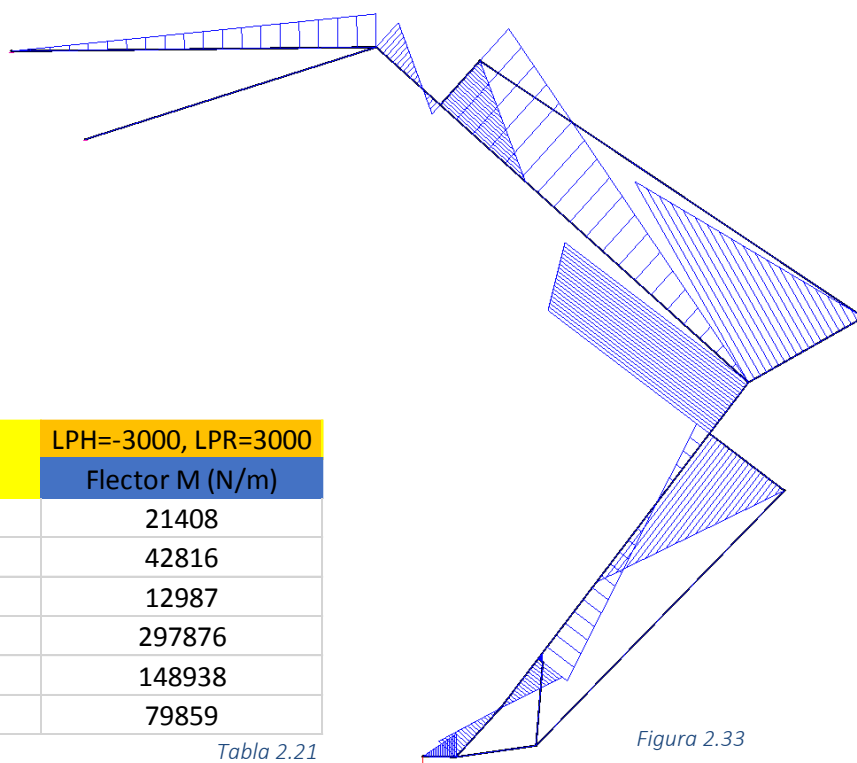


PUNTO	LPH=-4500, LPR=5290
	Flector M (N/m)
1	72670
2	145340
3	69572
4	15938
5	7969
6	26231

Tabla 2.20

Figura 2.32

LPH=-3000 mm LPR=3000 mm Carga=127500 N



PUNTO	LPH=-3000, LPR=3000
	Flector M (N/m)
1	21408
2	42816
3	12987
4	297876
5	148938
6	79859

Tabla 2.21

Figura 2.33

Analizando los datos podemos concluir que para los **puntos 1, 2 y 3** la posición de **máximo LPR a nivel de suelo** es la más desfavorable. Para los **puntos 4, 5 y 6** la **posición de máxima carga** es con diferencia la que más esfuerzos es capaz de generar.

Los resultados de momento flector máximo se representan en la siguiente tabla:

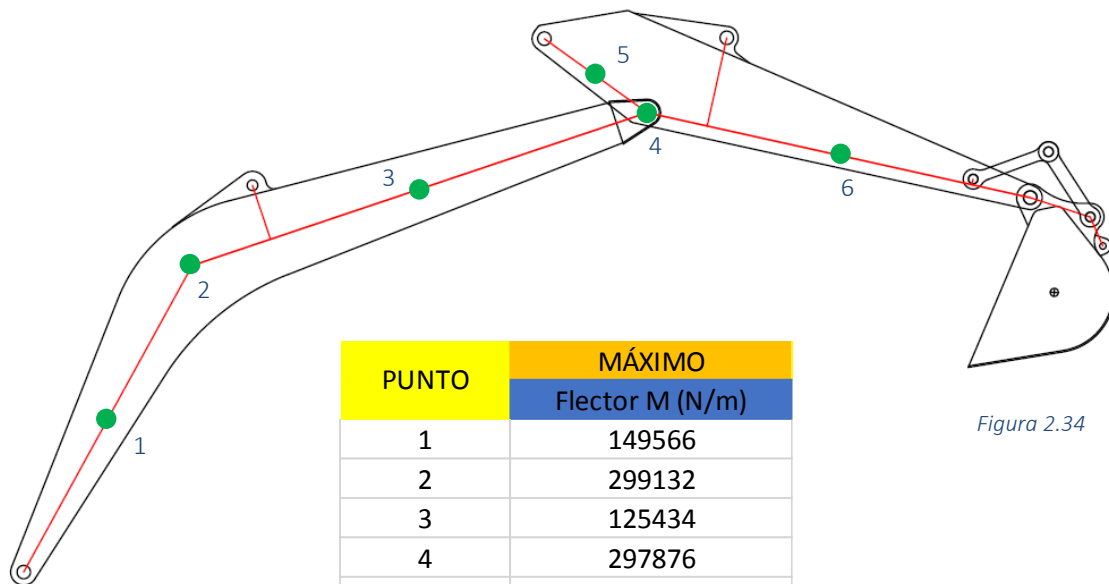


Figura 2.34

PUNTO	MÁXIMO
	Flector M (N/m)
1	149566
2	299132
3	125434
4	297876
5	148938
6	79859

Tabla 2.22

5.3. ANEXO III: DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS

A partir de los datos obtenidos en los Anexos 1 y 2 y con ayuda de *Cespla* y *EES* dimensionamos los diferentes elementos para que soporten las cargas de manera adecuada. Todos los elementos serán sobredimensionados siguiendo la **Teoría de la tensión cortante máxima** usando un **coeficiente de seguridad de 3**.

5.3.1. Aceros empleados

Los aceros empleados para los diferentes cometidos son los siguientes:

- Piezas y orejetas: **Acero S275 ($\sigma_F = 275 \text{ MPa}$)**
- Pasadores: **Acero E350 ($\sigma_F = 350 \text{ MPa}$)**

5.3.2. Sección de la pluma

Se van a tener en cuenta 3 secciones diferentes de la pluma (*figura 3.1*). Como se pudo ver en el Anexo 2 la sección 2 es la más desfavorable por lo que será la elegida para dimensionar la sección. La altura ya es conocida y **la anchura la fijamos en 430 mm**, de esta manera sólo resta dimensionar el espesor para definir totalmente el corte. En las secciones 1 y 3 se comprobará que se cumple el coeficiente de seguridad, su altura es conocida, su anchura y espesor es la misma que la de la sección 2.

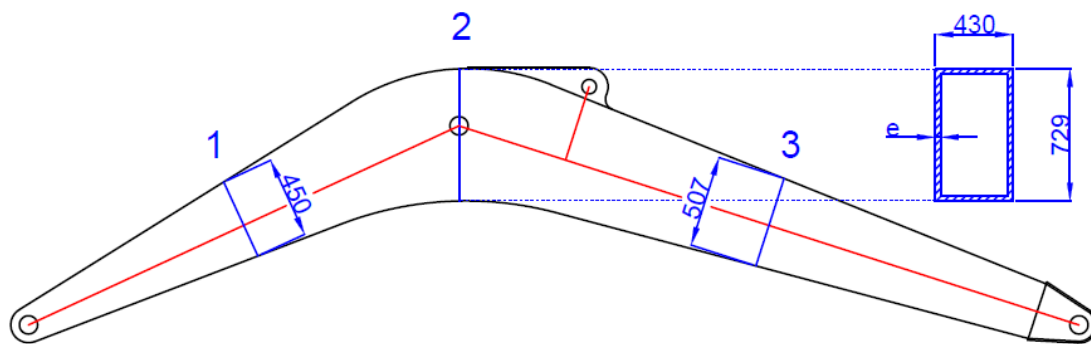


Figura 3.1

La sección de la pluma está sometido a los siguientes esfuerzos máximos extraídos del caso **LPH=0 mm LPR=8230 mm Carga=50500 N** donde sus valores son: Momento flector **Mz=299132 N/m**, Axil **N=455220 N** y Cortante **V=144226 N**. En la *figura 3.2* se representa su distribución en la sección:

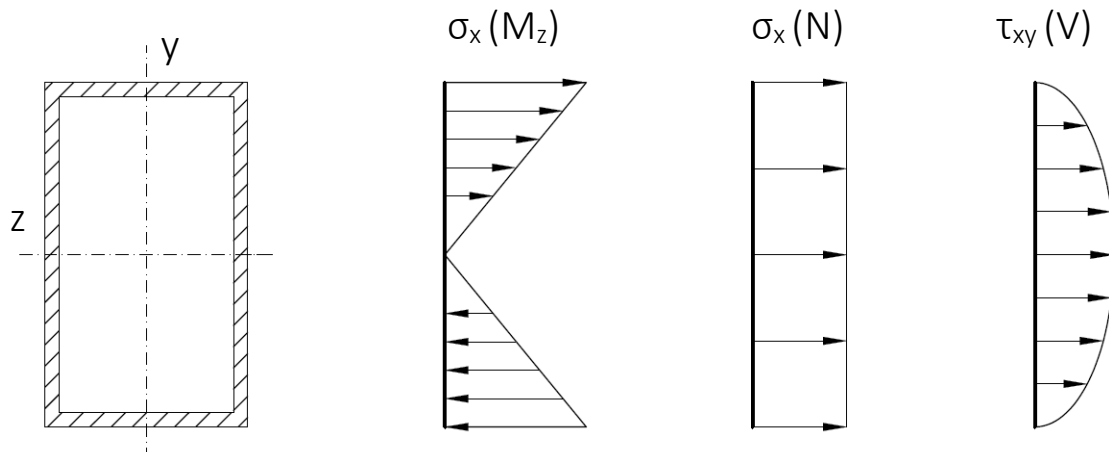
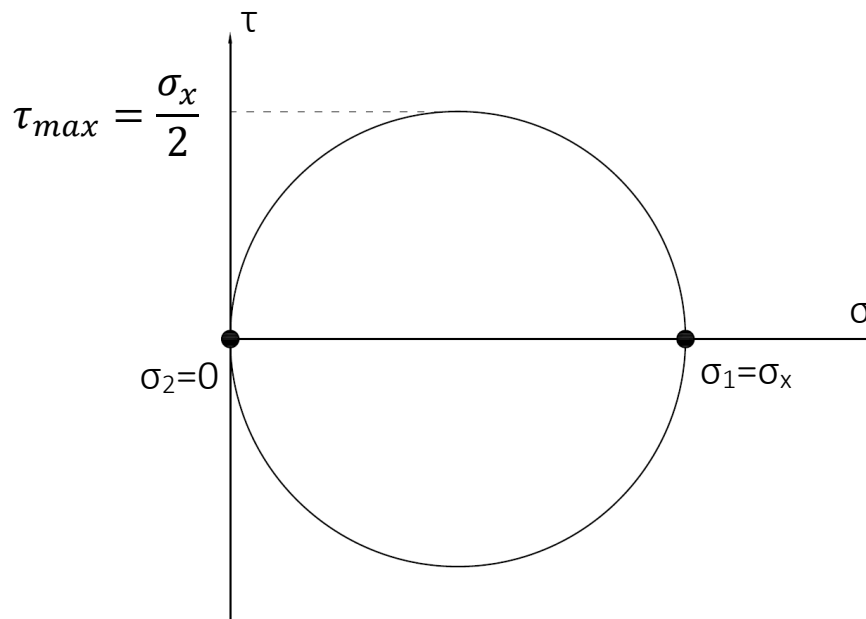


Figura 3.2

El punto más desfavorable del perfil está situado en la cota y máxima, **y=364.5 mm**. En éste punto confluyen dos tensiones: σ_x generado por el momento flector (el más relevante) y σ_x generado por el esfuerzo de tracción.

Existe entonces un estado de tensión unidimensional, en el eje x. Por lo tanto, si representamos el **círculo de Mohr** en el estado de tensiones en el punto elegido tenemos:



Ahora planteamos las ecuaciones necesarias para dimensionar el espesor del perfil de la pluma en el programa **EES** comenzando con las 2 ecuaciones principales: ec. de la **Teoría de cortante máximo** con $C_s=3$, el cálculo de tensión σ_x del material, que debe ser inferior a $\sigma_F = \tau_{maxadm} * 2$ siendo $\sigma_F = 275 MPa$.

$$\tau_{maxadm} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad MPa$$

$$2 \cdot \tau_{maxadm} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2}$$

Donde los esfuerzos son conocidos: $M_z=2.99132*10^8 N*mm$, $N=455220 N$

El área A y el momento de inercia I_z se calculan de la siguiente manera:

$$A = b \cdot h - ((b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)) \quad m^2$$

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} - \left[\frac{(b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)^3}{12} \right] \quad mm^4$$

Donde las dimensiones externas de la sección son conocidas: $b=430 mm$, $h=729 mm$.

Con el espesor e como única incógnita restante, calculamos su valor y obtenemos:

$e=9.122 mm$ Mayoramos a un **espesor final de 10 mm**.

Para las secciones 1 y 3 comprobaremos que el C_s se cumple con éste espesor para sus secciones correspondientes.

Para la sección 1, conocidas sus dimensiones $b=430 mm$, $h=450 mm$ y $e=10 mm$ y con los esfuerzos $M_z=1.49556*10^8 N*mm$ y $N=455220 N$ calcularemos C_s .

Se obtiene $C_s = 3.133$ por lo tanto cumplimos con el coeficiente de seguridad establecido.

Para la sección 2, análogamente a la comprobación en 1, con los datos de la sección $b=430 mm$, $h=507 mm$, $e=10 mm$ y de esfuerzos $M_z=1.25434*10^8 N*mm$ y $N=132393 N$ calcularemos C_s de nuevo.

Obtenemos $C_s = 5.375$, con lo que cumple sobradamente con los requisitos.

5.3.3. Sección del brazo

Al igual que en la pluma, se tendrán en cuenta 3 secciones diferentes (*Figura 3.3*). Según el Anexo II la parte más desfavorable es la sección 2 que recibe la mayor cantidad de momento por lo tanto dimensionaremos a partir de ella. La altura ya es conocida y **la anchura la fijamos en 350 mm**, de esta manera sólo resta dimensionar el espesor para definir totalmente el corte. En las secciones 1 y 3 se comprobará que se cumple el coeficiente de seguridad, su altura es conocida, su anchura y espesor es la misma que la de la sección 2.

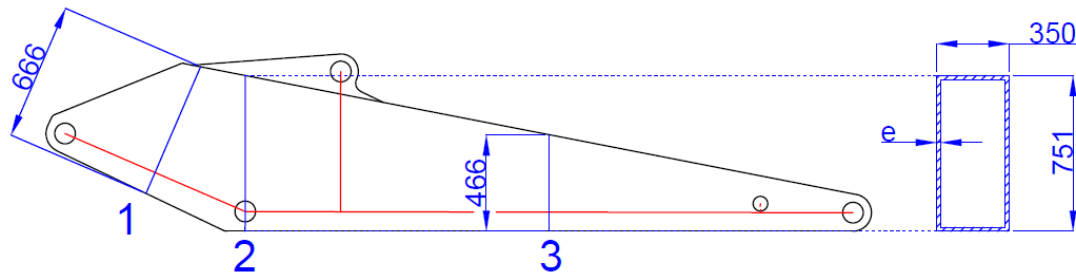


Figura 3.3

La sección del brazo está sometida al caso más desfavorable en $LPH=3000\text{ mm}$ $LPR=3000\text{ mm}$ $Carga=127500\text{ N}$ donde los valores de los esfuerzos son: Momento flector $M_z=297876\text{ N/m}$, Axil $N=158292\text{ N}$ y Cortante $V=313930\text{ N}$. En la *figura 3.4* Se representa su distribución en la sección:

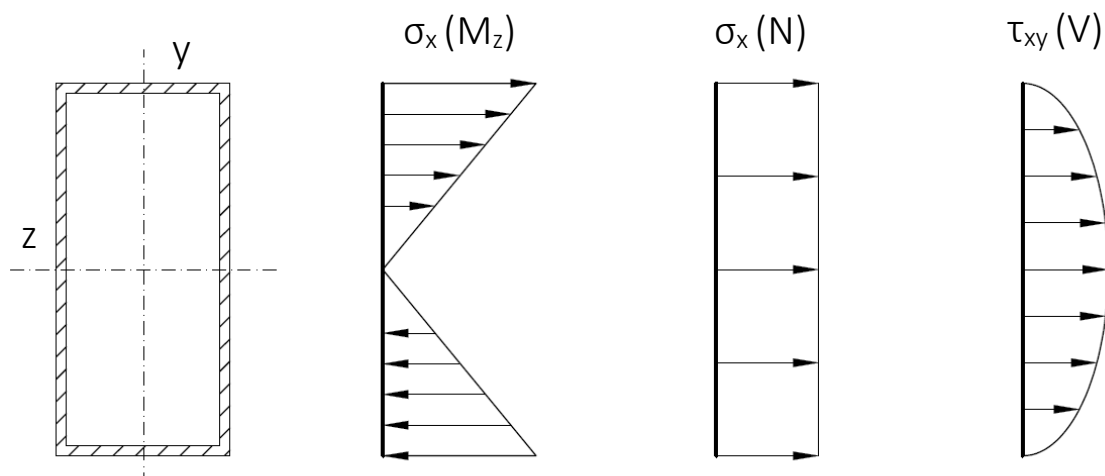
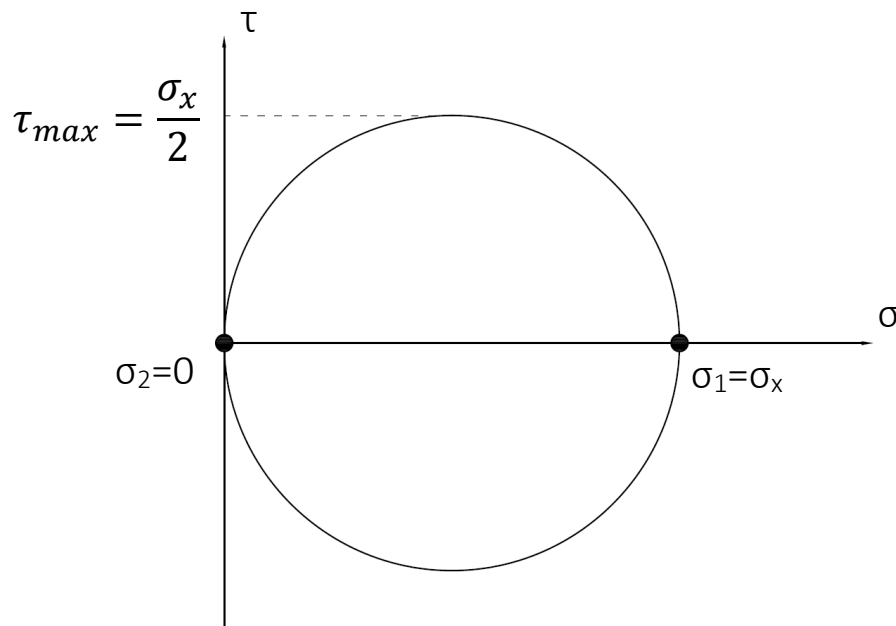


Figura 3.4

El punto más desfavorable del perfil está situado en la cota y máxima, $y=375.5 \text{ mm}$. En éste punto confluyen dos tensiones: σ_x generado por el momento flector (el más relevante) y σ_x generado por el esfuerzo de tracción.

Existe entonces un estado de tensión unidimensional, en el eje x. Por lo tanto, si representamos el **círculo de Mohr** en el estado de tensiones en el punto elegido tenemos:



Ahora planteamos las ecuaciones necesarias para dimensionar el espesor del perfil de la pluma en el programa **EES** comenzando con las 2 ecuaciones principales: ec. de la **Teoría de cortante máximo** con $C_s=3$, el cálculo de tensión σ_x del material, que debe ser inferior a $\sigma_F = \tau_{maxadm} * 2$ siendo $\sigma_F = 275 \text{ MPa}$.

$$\tau_{maxadm} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s}$$

$$2 \cdot \tau_{maxadm} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

Donde los esfuerzos son conocidos: $M_z=2.97876 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $N=158292 \text{ N}$

El área A y el momento de inercia I_z se calculan de la siguiente manera:

$$A = b \cdot h - ((b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)) \quad \text{mm}^2$$

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} - \left[\frac{(b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)^3}{12} \right] \quad \text{mm}^4$$

Donde las dimensiones externas de la sección son conocidas: **b=350 mm, h=751 mm.**

Con el espesor **e** como única incógnita restante, calculamos su valor y obtenemos:

e=8.303 mm Mayoramos a un **espesor final de 9 mm.**

Para las secciones 1 y 3 comprobaremos que el C_s se cumple con éste espesor para sus secciones correspondientes.

Para la sección 1, conocidas sus dimensiones **b=350 mm, h=666 mm** y **e=9 mm** y con los esfuerzos **$M_z=1.48938 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$** y **$N=158292 \text{ N}$** calcularemos C_s .

Se obtiene **$C_s = 5.056$** por lo tanto cumplimos con el coeficiente de seguridad establecido.

Para la sección 2, análogamente a la comprobación en 1, con los datos de la sección **b=430 mm, h=466 mm, e=9 mm** y de esfuerzos **$M_z=7.9859 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$** y **$N=458510 \text{ N}$** calcularemos C_s de nuevo.

Obtenemos **$C_s = 3.818$** , con lo que cumple con los requisitos.

5.3.4. Pasadores

Se debe determinar el diámetro de los pasadores en función del esfuerzo cortante que deberán soportar. A la vista de los resultados obtenidos del Anexo I se van a dividir en 3 grupos de la siguiente manera:

- 4) Nudos 1,2,3,5: **$F > 400000 \text{ N}$**
- 5) Nudos 4,6,9,11: **$40000 \text{ N} > F > 300000 \text{ N}$**
- 6) Nudos 7,8,10: **$300000 \text{ N} > F$**

NUDOS	MÁXIMO
	Fuerza F (N)
1	512639
2	552949
3	439301
4	351580
5	552949
6	351580
7	225155
8	282673
9	359741
10	235232
11	359741

Tabla 3.1

El **primer grupo** de pasadores se toma la fuerza **F=552949 N** para dimensionar ya que es la mayor del grupo. La fuerza cortante en el pasador será **F_{cort}=246474.5 N**, la mitad de F ya que se reparte en 2 planos de corte, uno por cada pistón de elevación. Usando la **teoría de cortante máximo** con un coeficiente **C_s=3** planteamos las siguientes ecuaciones:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad \text{mm}^2$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{F_{\text{cort}}}{A} \quad \text{MPa}$$

Conocemos $\sigma_f = 350 \text{ MPa}$, despejando **d** nos queda **d=77.68**. Mayoramos el resultado a un diámetro final de **80 mm**. No será necesario comprobar los **nudos 1,3 y 5** ya que como soportan fuerzas menores su **C_s** será incluso superior.

El **segundo grupo** de pasadores será dimensionado de la misma forma, tomamos la mayor carga del grupo **F=359741 N** que se traduce en **F_{cort}=179870.5 N**. Obtenemos un diámetro de pasador **d=62.66 mm** que redondeamos al alza a **65 mm**.

Por último, para el **tercer grupo**, tomamos la fuerza **F=282673 N** que se traduce en **F_{cort}=141336.5**. Obtenemos un diámetro de pasador **d=55.54 mm** que redondeamos al alza a **60 mm**.

Para resumir, los diámetros de pasador para cada nudo son los siguientes:

- 1) Nudos 1,2,3,5: **d = 80 mm**
- 2) Nudos 4,6,9,11: **d = 65 mm**
- 3) Nudos 7,8 y 10: **d = 60 mm**

5.3.5. Orejetas y alojamientos de pasadores

Ya se conocen los diámetros de los pasadores de cada nudo, ahora debemos dimensionar sus alojamientos en los apoyos y articulaciones. Se calculará cada elemento según los esfuerzos en los nudos, dimensionando y comprobando los elementos que se unen en él. **Cespla** y **EES** serán una vez más nuestras herramientas de trabajo.

5.3.5.1. Orejetas de apoyos (nudos 1 y 5)

Comenzaremos describiendo las diferentes medidas que debemos dimensionar en el apoyo de la pluma en el chasis de la excavadora (**nudo 1**). Comenzamos con la orejeta de la

figura 3.5 donde se apoya el pasador. El diámetro del agujero ya está determinado, falta dimensionar el espesor **e** y la altura **h**.

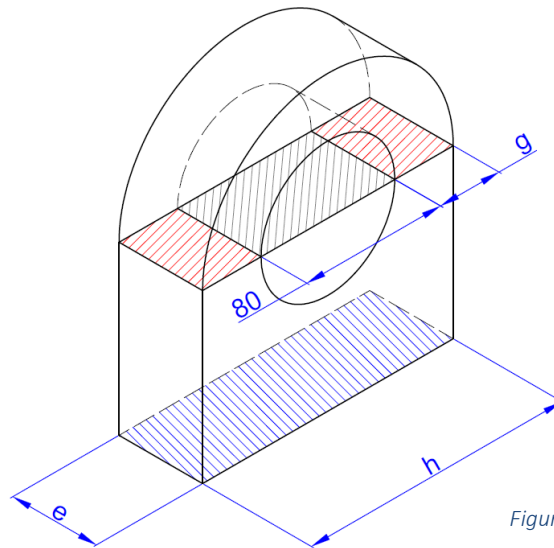


Figura 3.5

El área gris determinará el espesor de la orejeta por aplastamiento en primer lugar. Con el coeficiente de seguridad $C_s=3$ y $\sigma_F = 275 \text{ MPa}$, sabemos que la fuerza máxima que debe soportar esta sección es $F=256320 \text{ N}$ (La mitad de la fuerza máxima en el nudo 1 Anexo I). Planteamos las ecuaciones:

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Y obtenemos un espesor de **34.95 mm** que redondeamos al alza quedando **e=35 mm**.

Ahora debemos dimensionar la siguiente variable, la altura de la orejeta o **h**. A tracción, la sección en **rojo** es la más desfavorable de manera que será la elegida para dimensionar.

Después, estando definida en su totalidad la sección **azul** podremos comprobar su resistencia a la flexión con los valores más altos de la fuerza flexionante.

En la [figura 3.6](#) y en la tabla anexa se filtran los datos de todas las posiciones para llevar a cabo la dimensionalización descrita:

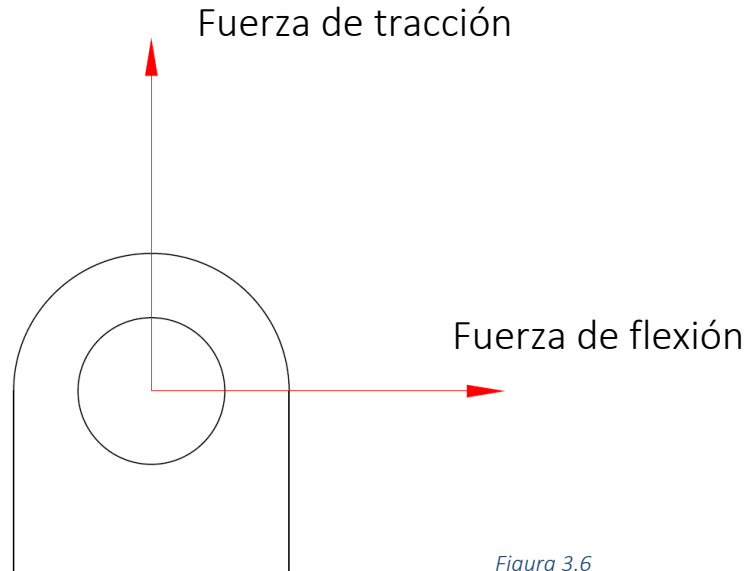


Figura 3.6

OREJETA 1	Fuerza de flexión (N)	Fuerza tracción vertical (N)
LPH=7500, LPR=6460	-51689,3	510027
LPH=6000, LPR=7500	41124,5	452779
LPH=4500, LPR=8130	114325	418416
LPH=3000, LPR=8440	180124	385062
LPH=1500, LPR=8470	252631	360480
LPH=0, LPR=8230	335399	328299
LPH=-1500, LPR=7690	387389	248561
LPH=-3000, LPR=6780	418485	114116
LPH=-4500, LPR=5290	401529	10039
LPH=-3000, LPR=3000	470575	21468,5
MÁXIMO	470575	510027

Tabla 3.2

Con las siguientes ecuaciones dimensionamos a partir de la sección **roja** a tracción usando el valor más alto de la segunda columna de la [tabla 3.2](#) dividido entre dos, **F=255014 N**. Planteamos las ecuaciones para **e=35 mm**.

$$h = 2 \cdot g + d \quad \text{mm}$$

$$A = 2 \cdot g \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un valor $h=159.5 \text{ mm}$ que redondearemos a **160 mm**.

Ya está totalmente definida la orejeta, falta la comprobación a flexión de la base. Para ello debemos definir la altura de la orejeta de manera que la pluma entre y pueda girar libremente. En la *figura 3.7* se indica el valor de la altura, que determina el brazo de palanca que ejerce sobre la base de la orejeta la fuerza flectora.

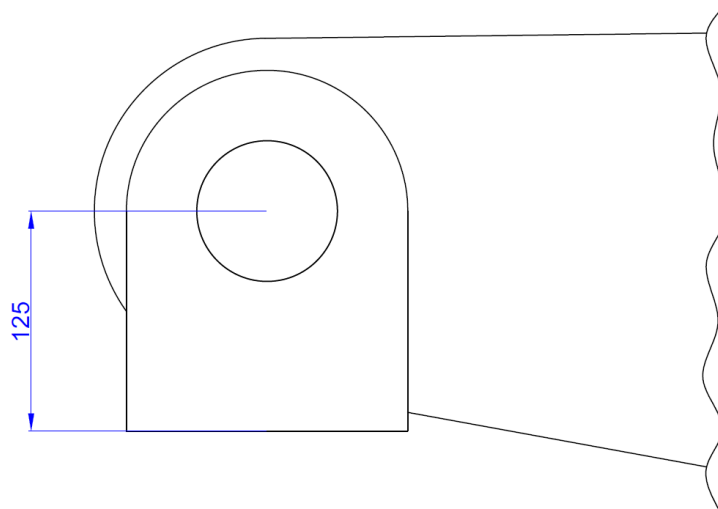


Figura 3.7

La pluma está situada en la posición más baja para asegurar que no hace contacto con la base. Con la altura definida, pasamos a determinar los esfuerzos en la base de las orejetas, que vendrá determinado por el flector generado por la fuerza horizontal y la tracción de la fuerza vertical. En la *figura 3.8* se definen los esfuerzos en el plano de la base.

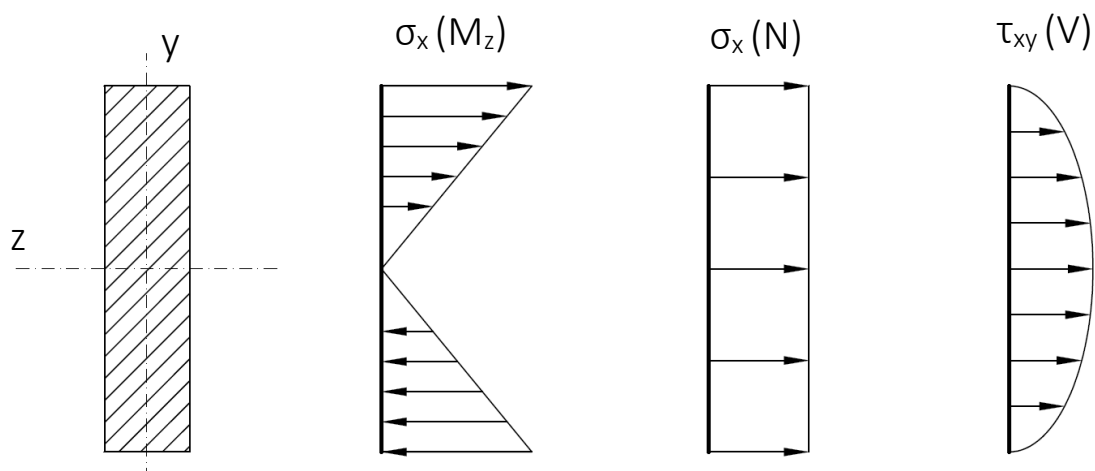


Figura 3.8

Tomando el mayor valor de fuerza de flexión **470575 N** junto con el valor de tracción asociado **21468.5 N**, calculamos los esfuerzos en la base para el punto más desfavorable ($y=h/2$) a tracción. Ambas magnitudes se dividen entre 2 para realizar los cálculos debido a que hay 2 orejetas. Planteando las siguientes ecuaciones comprobamos si cumple el C_s requerido con **la teoría de cortante máximo**.

$$A = h \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$N = \frac{21468,5}{2} \quad \text{N}$$

$$F_f = \frac{470575}{2} \quad \text{N}$$

$$M_z = F_f \cdot 125 \quad \text{N*m}$$

$$I_z = \frac{e \cdot h^3}{12} \quad \text{mm}^4$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$2 \cdot \tau_{\text{maxadm}} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

El coeficiente de seguridad obtenido es de **1.383**, demasiado bajo para las solicitaciones que tenemos. Por lo tanto variaremos la longitud h , que es el eje fuerte a flexión. Para un **coeficiente de seguridad de 3**, $h=236.2 \text{ mm}$. Redondeando al alza lo establecemos en **237 mm**.

Una rápida comprobación nos revela que, pese al incremento de h , la base de la orejeta no interfiere con la pluma (*figura 3.9*).

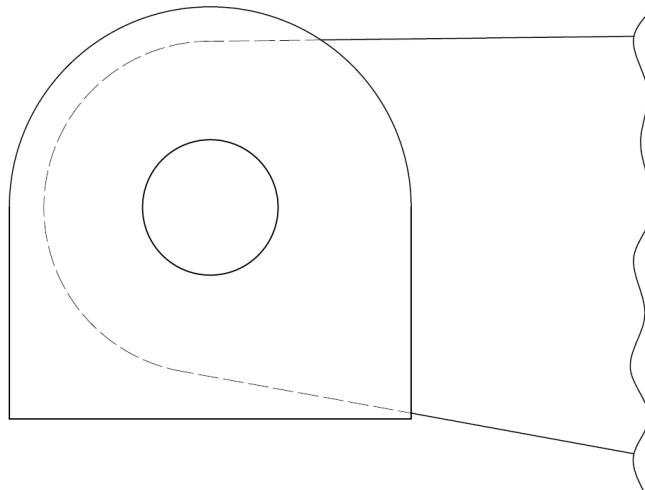


Figura 3.9

Resumiendo, las **dimensiones de la orejeta del nudo 1** son: **d=80 mm**, **e=35mm**, **h=237 mm** y **b=125 mm**. La separación entre ellas viene determinada por la anchura de la pluma (430mm).

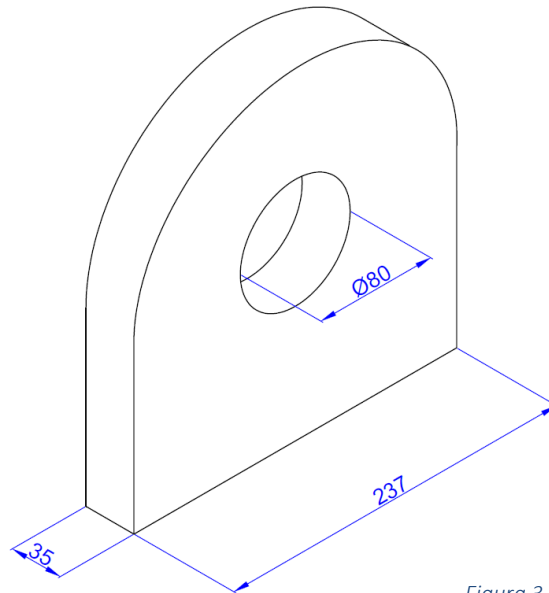


Figura 3.10

Ahora pasaremos a analizar el apoyo de la pluma en el chasis (**nudo 5**), los datos de esfuerzos máximos (Anexo I) revelan que el nudo 5 debe soportar una carga de **552949 N** que se traduce en **F=138237.25 N** en el área de aplastamiento (dos pistones). Planteamos las ecuaciones para un **C_s=3** y un diámetro de pasador de **80 mm**:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

El espesor obtenido es de **18.85 mm** que se redondea al alza a **20 mm**.

Con un espesor inferior al apoyo de la pluma comprobaremos el resto de secciones (tracción y flexión) manteniendo **h** en **237 mm**.

Primero vamos a observar los datos de esfuerzos para éste nudo:

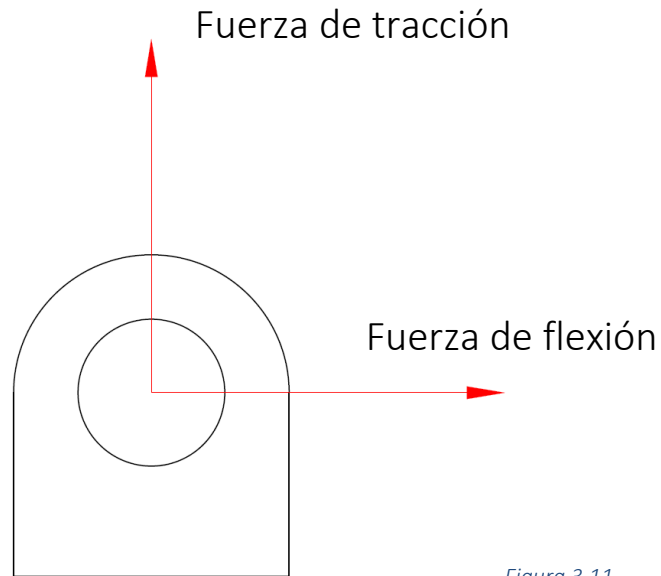


Figura 3.11

OREJETA 5	Fuerza de flexión (N)	Fuerza tracción vertical (N)
LPH=7500, LPR=6460	51689,3	-550527
LPH=6000, LPR=7500	-41124,5	-491279
LPH=4500, LPR=8130	-114325	-457416
LPH=3000, LPR=8440	-180124	-425562
LPH=1500, LPR=8470	-252631	-404980
LPH=0, LPR=8230	-335399	-378799
LPH=-1500, LPR=7690	-387389	-301561
LPH=-3000, LPR=6780	-418485	-199116
LPH=-4500, LPR=5290	-401529	-65039
LPH=-3000, LPR=3000	-470575	-148969
MÁXIMO	-470575	-550527

Tabla 3.3

Como se puede observar en la [tabla 3.3](#) no nos debemos preocupar del fallo a tracción ya que no se genera en ninguna posición. Por lo tanto, sólo queda comprobar la flexión para la base con unas medidas $e=20\text{ mm}$ y $h=237\text{ mm}$. La fuerza de flexión máxima es - **470575 N** y la tracción asociada es -**148969 N**. En la [figura 3.12](#) se representan los esfuerzos en la sección de la base de la orejeta.

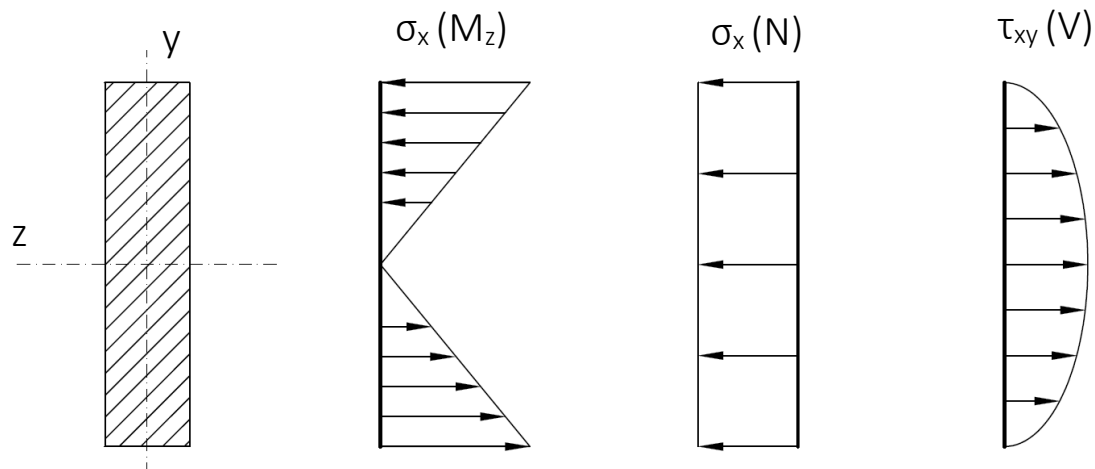


Figura 3.12

El punto más desfavorable en este caso es $y=h/2$ a compresión. Planteando las siguientes ecuaciones con $e=20$ mm y $h=237$ mm comprobamos si cumple el C_s requerido con la teoría de cortante máximo. Como son 2 pistones con dos orejetas cada uno: $F_f=117644$ N, $N=37242$ N

$$A = h \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$M_z = F_f \cdot 125 \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

$$I_z = \frac{e \cdot h^3}{12} \quad \text{mm}^4$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$2 \cdot \tau_{\text{maxadm}} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un C_s de 3.183, por lo tanto, podemos afirmar que las dimensiones cumplen con los requisitos.

Las dimensiones de la orejeta del nudo 1 son: $d=80$ mm, $e=20$ mm, $h=237$ mm y $b=125$ mm. En la [figura 3.13](#) se representa la orejeta con las dimensiones definitivas acotadas.

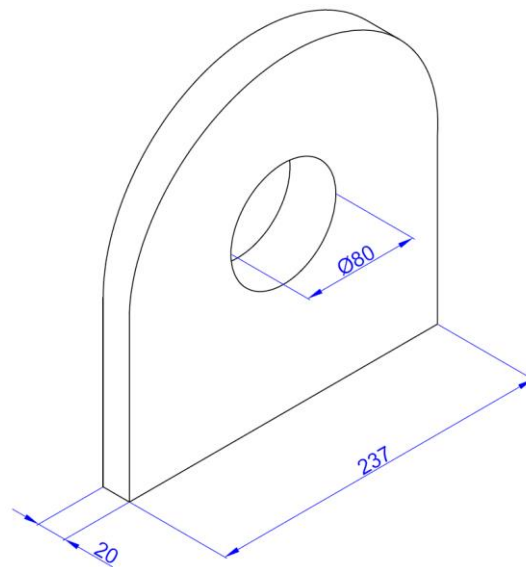


Figura 3.13

5.3.5.2. Orejetas del nudo 4

Éste nudo trabaja en función del pistón encargado de la apertura del brazo. Como se puede observar en la [figura 3.14](#), la variación de dirección en la aplicación de la fuerza es pequeña (10°).

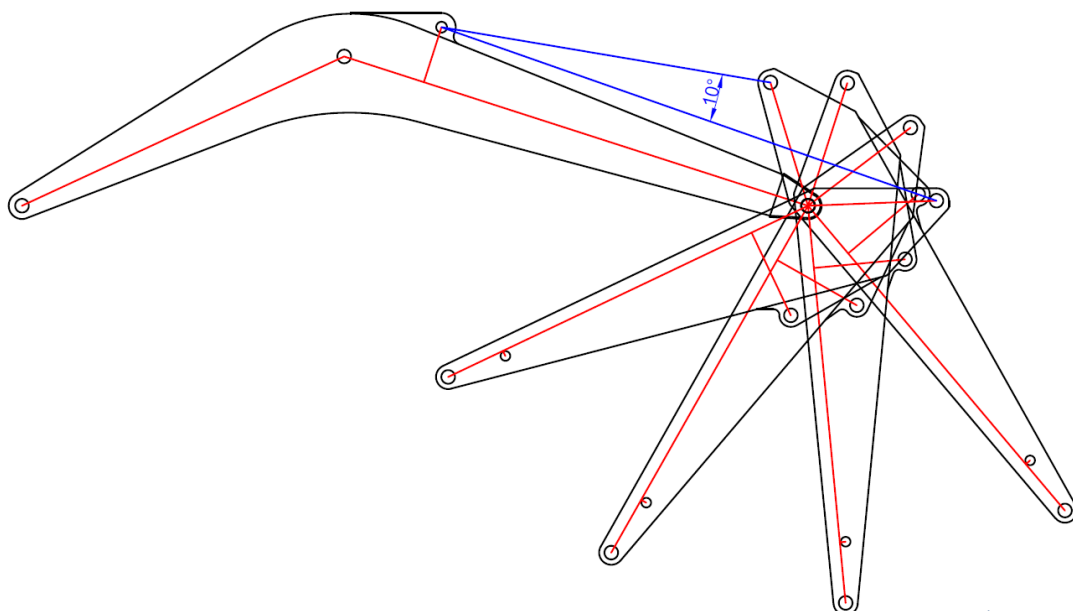


Figura 3.14

Con ésto en mente podemos simplificar el problema de dimensionamiento teniendo en cuenta una sola dirección de aplicación de la fuerza para poder determinar las áreas sometidas a las diferentes tensiones con mayor facilidad. La simplificación se puede ver en la *figura 3.15* donde el esfuerzo de tracción o compresión se aplica en el mismo sentido.

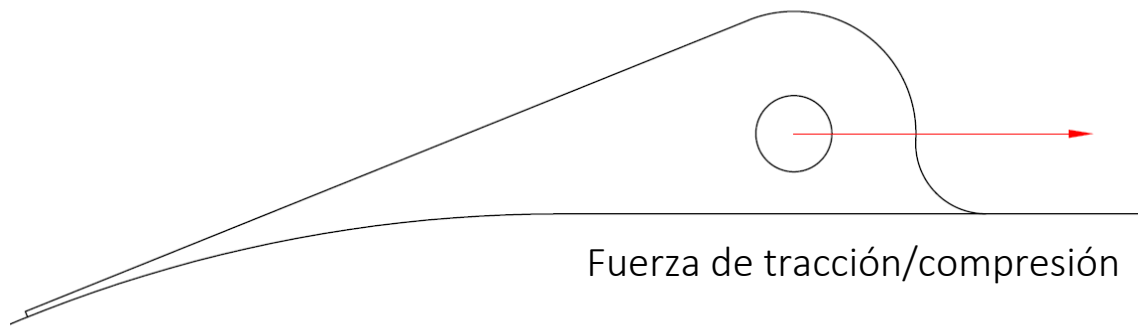


Figura 3.15

Con la simplificación aclarada pasaremos a la descripción de las áreas que tendremos en cuenta para el dimensionamiento. En la *figura 3.16* se indica en **gris** el área sometida a aplastamiento, en **rojo** el área a tracción y en **azul** la base de la orejeta que se verá sometida a cortante y flector.

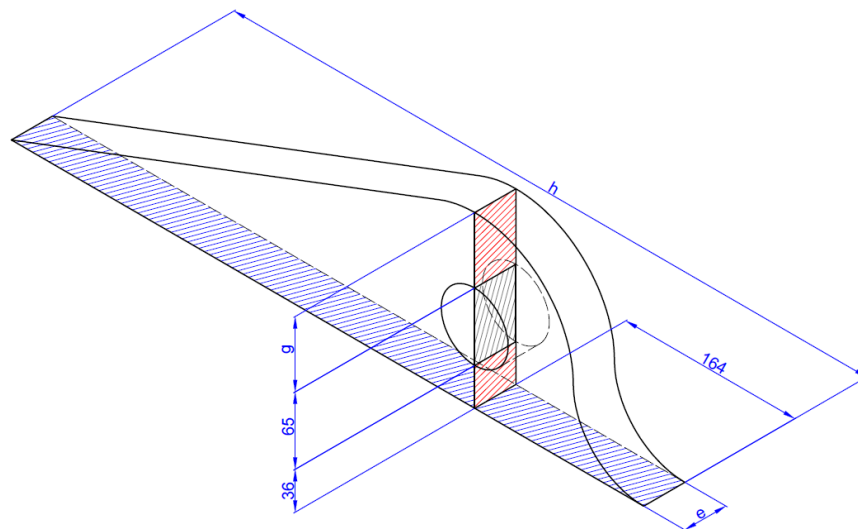


Figura 3.16

Comenzaremos definiendo el espesor de la orejeta a partir del área sometida a aplastamiento. Si observamos los datos de las fuerzas para el nudo 4 (Anexo I) podemos extraer el mayor valor, **351580 N**.

NUDOS	MÁXIMO
	Fuerza F (N)
1	512639
2	552949
3	439301
4	351580
5	552949
6	351580
7	225155
8	282673
9	359741
10	235232
11	359741

Tabla 3.4

Para un coeficiente de seguridad de 3, conocida una de las dimensiones del área (**d=65 mm**) y teniendo en cuenta que al ser 2 orejetas la fuerza se reduce a la mitad (**F=175790 N**) planteamos las ecuaciones siguientes:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos finalmente un espesor de **29.5 mm** que mayorando queda en **30 mm**.

A continuación, pasamos a dimensionar la sección a tracción (**rojo**). El valor de fuerza para aplastamiento no es válido ya que está extraído de una posición en la que el pistón unido al nudo trabaja a compresión. Tomamos entonces el mayor valor a tracción, **168463 N**, que proviene de la posición más elevada. Entonces, con **e=30 mm** y la mitad de la fuerza de tracción **F=84231 N** obtendremos el valor de la cota **g**.

$$A = 36 \cdot e + g \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un **valor negativo para g**, lo que significa que el área por debajo del pasador ya es suficiente para soportar las tensiones. Establecemos entonces por simetría **g=36 mm**.

Por último, resta dimensionar el área **azul** de la base de la orejeta donde debemos establecer su longitud **h**. Podemos estimar que la base de la orejeta según la representación está muy sobredimensionada. Es por ello que se va a sustituir por una base simétrica respecto al punto de aplicación de la fuerza para una mayor optimización. Los esfuerzos en éste área se representan en la siguiente figura:

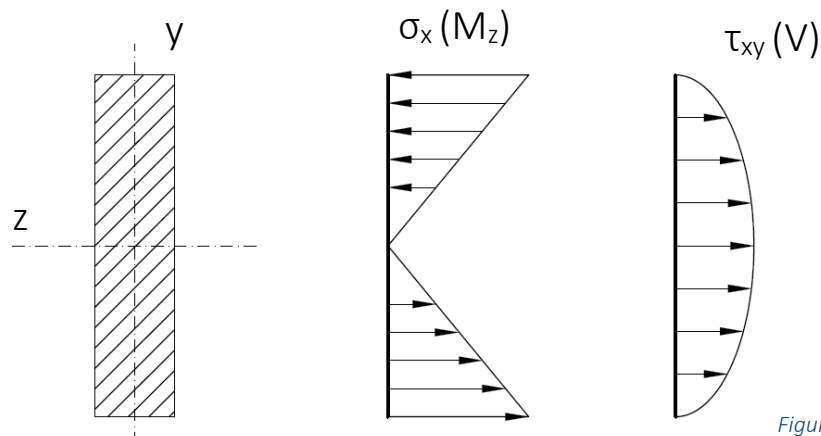


Figura 3.17

Entonces, para el punto más desfavorable $y=164$, con $h=328$ mm y $e=30$ mm calculamos C_s para una fuerza flectora de **175790 N** con un brazo de **68.5 mm**.

$$A = h \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$I_z = \frac{e \cdot h^3}{12} \quad \text{mm}^4$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$2 \cdot \tau_{\text{maxadm}} = \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un $C_s=12.28$, cumple con los requisitos sobradamente.

En la figura 3.18 se representa la orejeta con las medidas definitivas.

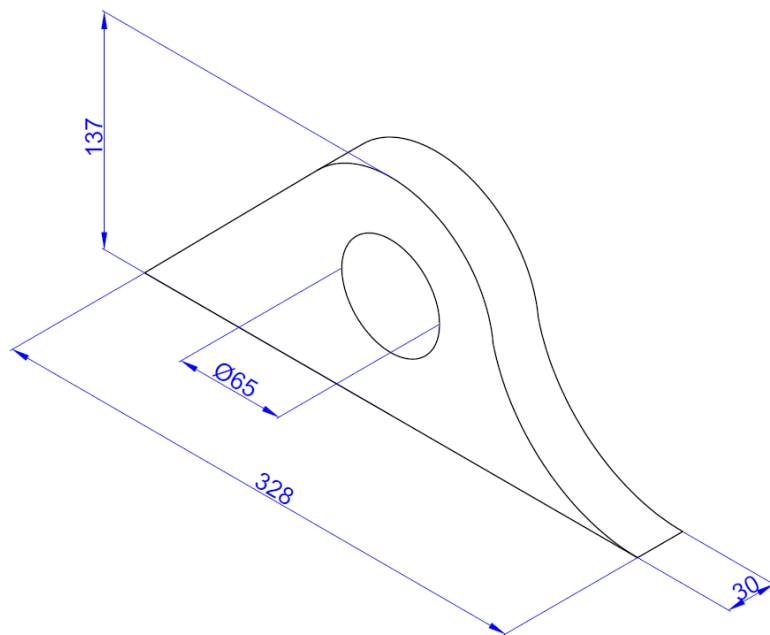


Figura 3.18

5.3.5.3. Orejetas del nudo 9

Éste nudo trabaja en función del pistón encargado de la apertura del cazo. Como se puede observar en la *figura 3.19*, la variación de dirección en la aplicación de la fuerza es pequeña (8°).

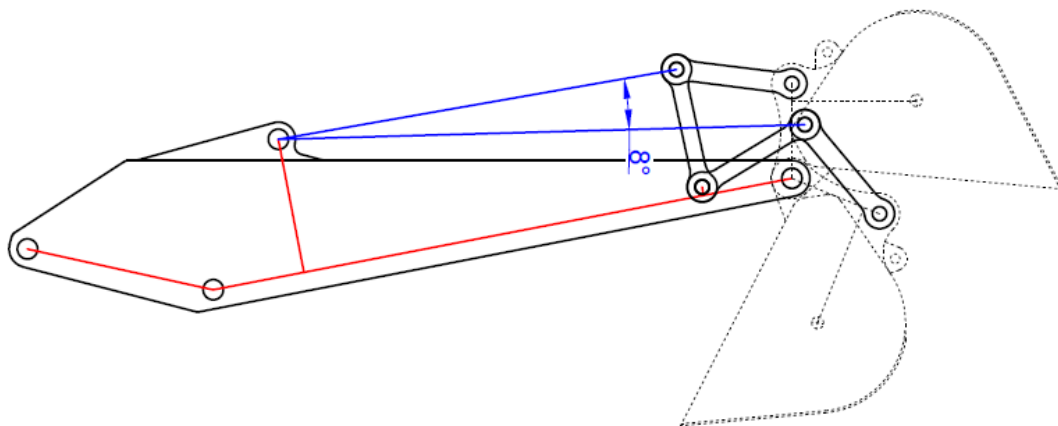


Figura 3.19

Podemos simplificar el problema de dimensionamiento teniendo en cuenta una sola dirección de aplicación de la fuerza para poder determinar las áreas sometidas a las diferentes tensiones con mayor facilidad. La simplificación se puede ver en la *figura 3.20* donde el esfuerzo de tracción o compresión se aplica en el mismo sentido.

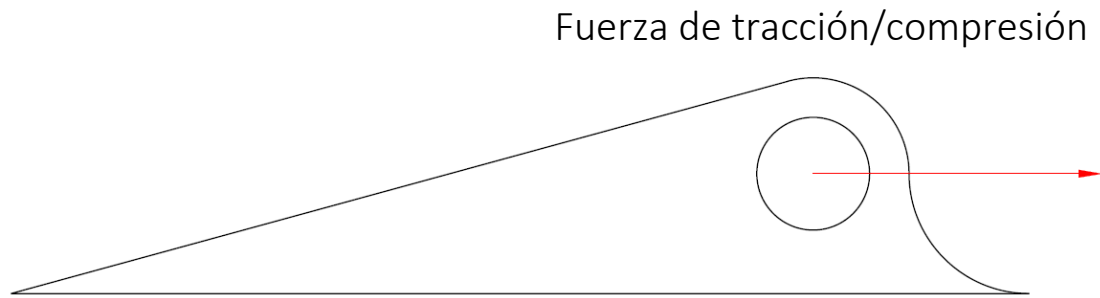


Figura 3.20

Con la simplificación aclarada pasaremos a la descripción de las áreas que tendremos en cuenta para el dimensionamiento. En la *figura 3.21* se indica en **gris** el área sometida a aplastamiento, en **rojo** el área a tracción y en **azul** la base de la orejeta que se verá sometida a cortante y flector.

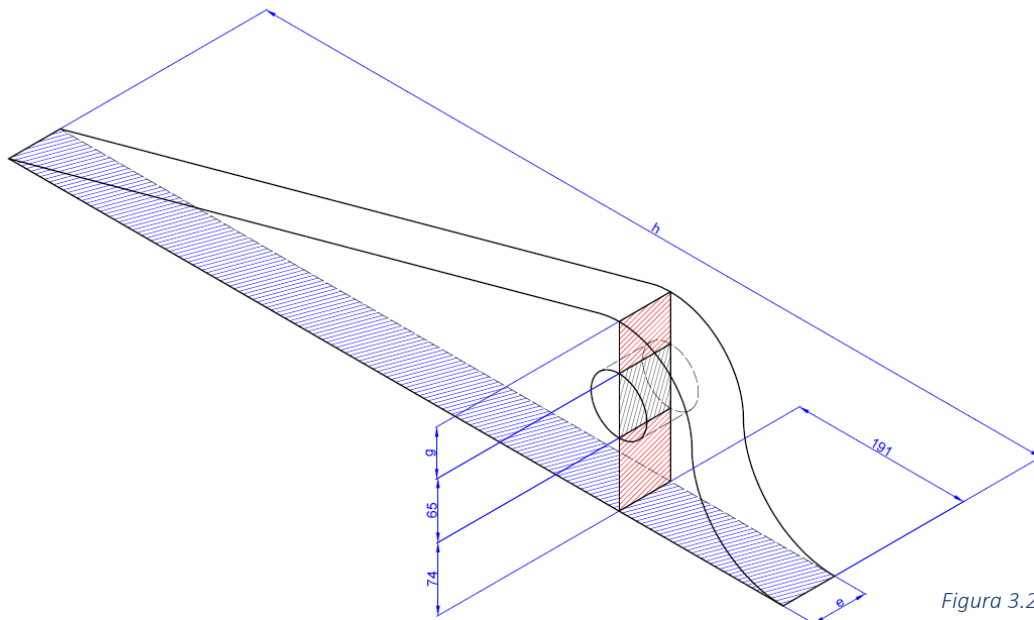


Figura 3.21

Comenzaremos definiendo el espesor de la orejeta a partir del área sometida a aplastamiento. Si observamos los datos de las fuerzas para el nudo 9 (Anexo I) podemos extraer el mayor valor, **359741 N**.

NUDOS	MÁXIMO
	Fuerza F (N)
1	512639
2	552949
3	439301
4	351580
5	552949
6	351580
7	225155
8	282673
9	359741
10	235232
11	359741

Tabla 3.5

Para un coeficiente de seguridad de 3, conocida una de las dimensiones del área (**d=65 mm**) y teniendo en cuenta que al ser 2 orejetas la fuerza se reduce la fuerza a la mitad (**F=179870.5 N**) planteamos las ecuaciones siguientes:

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un espesor de **30.19 mm** que redondeamos a **e=31 mm**.

A continuación, pasamos a dimensionar la sección a tracción (**rojo**). El valor de fuerza para aplastamiento no es válido ya que está extraído de una posición en la que el pistón unido al nudo trabaja a compresión. Tomamos entonces el mayor valor a tracción, **133124 N**, que proviene de la posición más elevada. Entonces, con **e=31 mm** y la mitad de la fuerza de tracción **F=66562 N** obtendremos el valor de la cota **g**.

$$A = e \cdot g + e \cdot 74 \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un valor negativo para g , lo que significa que el área por debajo del pasador ya es suficiente para soportar las tensiones. Establecemos un valor $g=25$ mm.

Por último, resta dimensionar el área azul de la base de la orejeta donde debemos establecer su longitud h . Podemos estimar que la base de la orejeta según la representación está muy sobredimensionada. Es por ello que se va a sustituir por una base simétrica respecto al punto de aplicación de la fuerza para una mayor optimización. Los esfuerzos en éste área se representan en la siguiente figura:

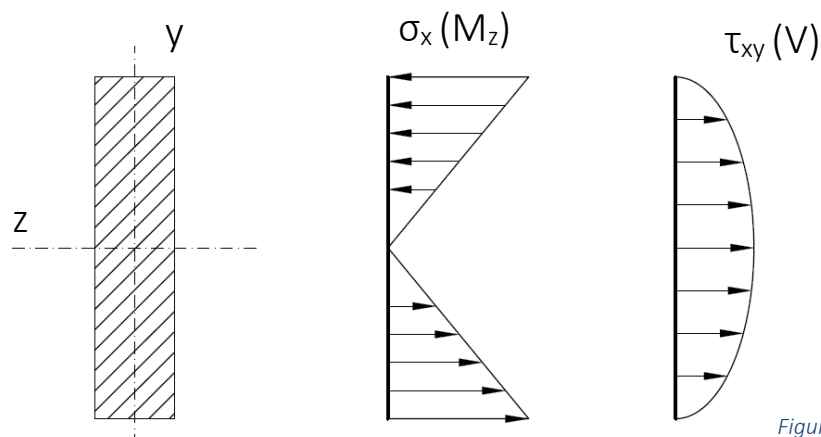


Figura 3.22

Entonces, para el punto más desfavorable $y=191$, con $h=382$ mm y $e=31$ mm calculamos C_s para una fuerza flectora de **179870.5 N** con un brazo de **106.5 mm**.

$$A = h \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$I_z = \frac{e \cdot h^3}{12} \quad \text{mm}^4$$

$$\tau_{\max adm} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$2 \cdot \tau_{\max adm} = \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un $C_s=10.82$, cumple con los requisitos sobradamente.

En la *figura 3.23* se representa la orejeta con las medidas definitivas.

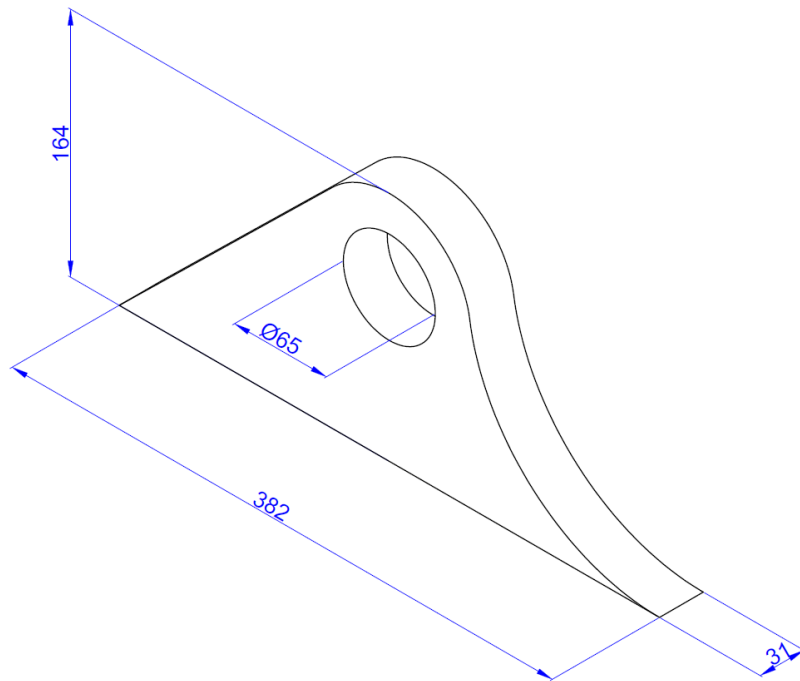


Figura 3.23

5.3.5.4. Orejetas nudo 6

Éste nudo trabaja en función del pistón encargado de la apertura del brazo. Partiendo de las medidas establecidas en la *figura 3.24* dimensionaremos el espesor de las orejetas y comprobaremos si soporta los diferentes esfuerzos a los que serán sometidas.

Sólo dimensionamos espesor ya que la forma de la orejeta depende de la geometría del brazo ya preestablecida. Las fuerzas respecto a la base de la orejeta se indican también en la figura.

La fuerza máxima que se ejerce sobre ésta orejeta coincide con la del nudo 4, **351580 N**.

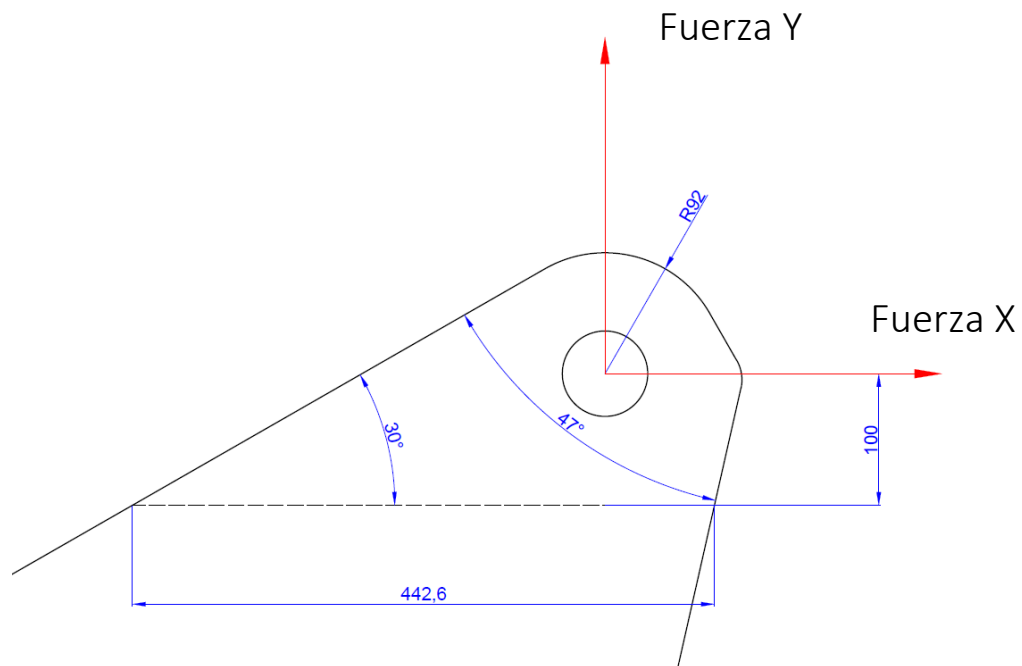


Figura 3.24

Con un pasador de **d=65 mm**, un coeficiente de seguridad de 3 y teniendo en cuenta que al ser 2 orejetas la fuerza se reduce a la mitad (**F=175790 N**) planteamos las ecuaciones siguientes:

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos finalmente un espesor de **29.5 mm** que mayorando queda en **30 mm**.

La sección más desfavorable a tracción se representa en la [figura 3.25](#), quedando perpendicular al punto de aplicación de la fuerza en su valor máximo (LPH máximo).

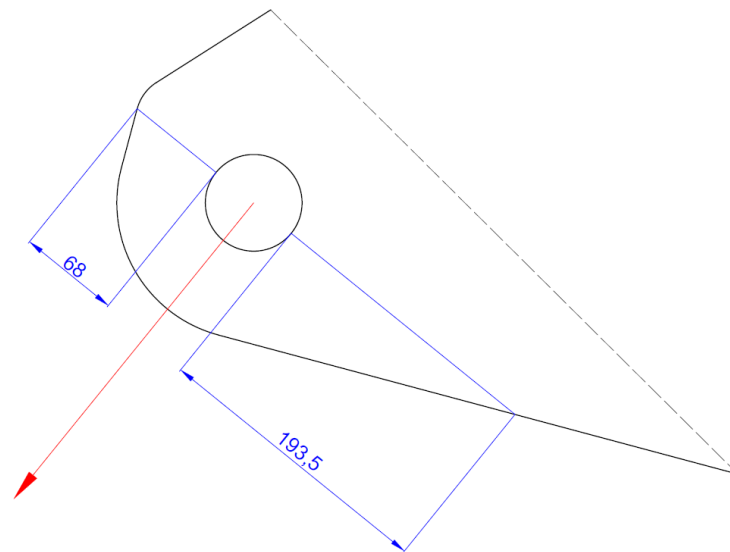


Figura 3.25

Las longitudes marcadas en azul son la sección más pequeña a tracción que además coincide con el esfuerzo de tracción más alto. Realizamos una rápida comprobación con un $e=30$ mm y la fuerza que debe soportar cada orejeta para el esfuerzo máximo de tracción, $F=168463/2$.

$$A = e \cdot (68 + 193,5) \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un C_s de 25.61, como era de esperar es muy alto debido a la gran área a tracción.

Por lo tanto, queda comprobar la base de la orejeta a flexión. El esfuerzo más desfavorable para la orejeta en éste caso se da en el punto de máxima carga de la excavadora. La fuerza del pistón traduce (según la referencia de la figura 3.24) en una fuerza X que flectará la base de la orejeta con 300550 N con una distancia de palanca de 100 mm, y una fuerza Y que comprime la base con 182430 N.

En la figura 3.26 se representa el estado de cargas de la base.

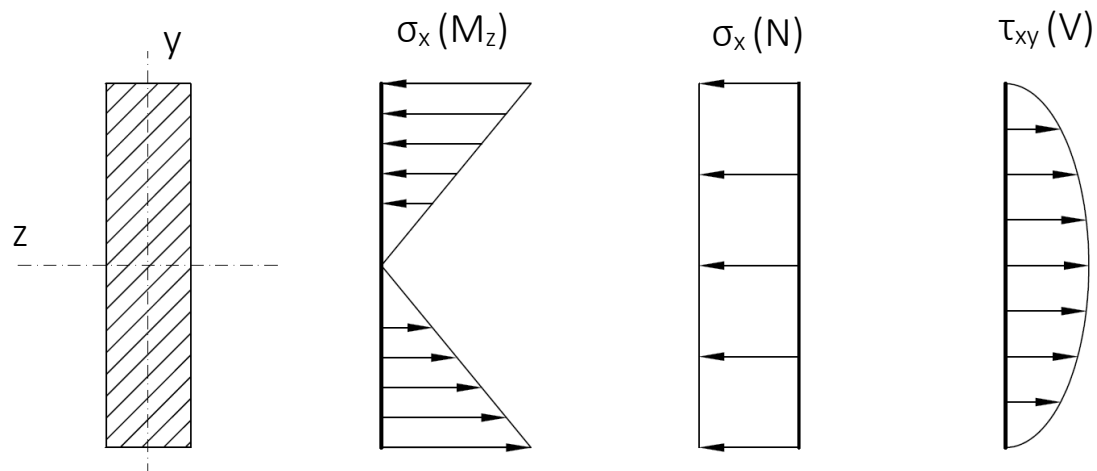


Figura 3.26

Entonces, para el punto más desfavorable $y=221.3 \text{ mm}$, $e=30 \text{ mm}$, una fuerza $F=165275 \text{ N}$ y una $N=91215$ por orejeta, planteamos las ecuaciones pertinentes para la comprobación del coeficiente de seguridad.

$$A = h \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$I_z = \frac{e \cdot h^3}{12} \quad \text{mm}^4$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$2 \cdot \tau_{\text{maxadm}} = \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un $C_s=16.3$ cumpliendo sobradamente con los requisitos.

A continuación podemos ver la orejeta con su aspecto final (*figura 3.27*).

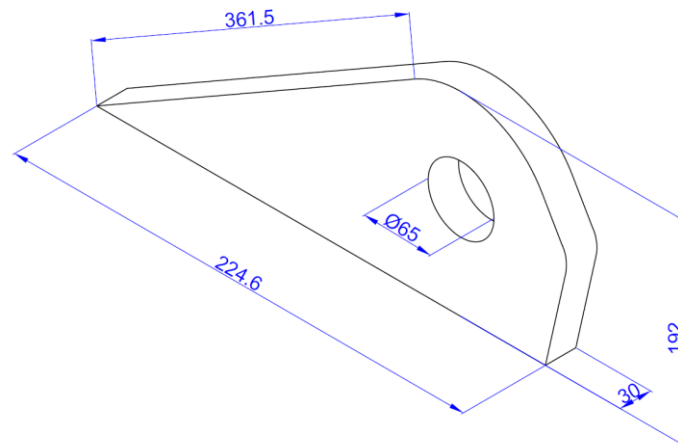


Figura 3.27

5.3.5.5. Orejetas nudo 3

Situadas en la articulación entre la pluma y el brazo deberán soportar esfuerzos de tracción, compresión y flexión.

Para evitar holguras entre el brazo y las orejetas daremos las dimensiones para que encajen entre sí sin holgura. Además, para la superficie exterior de la orejeta, impondremos que quede en el mismo plano que los laterales de la pluma. En la *figura 3.28* se indican las dimensiones que más adelante comprobaremos.

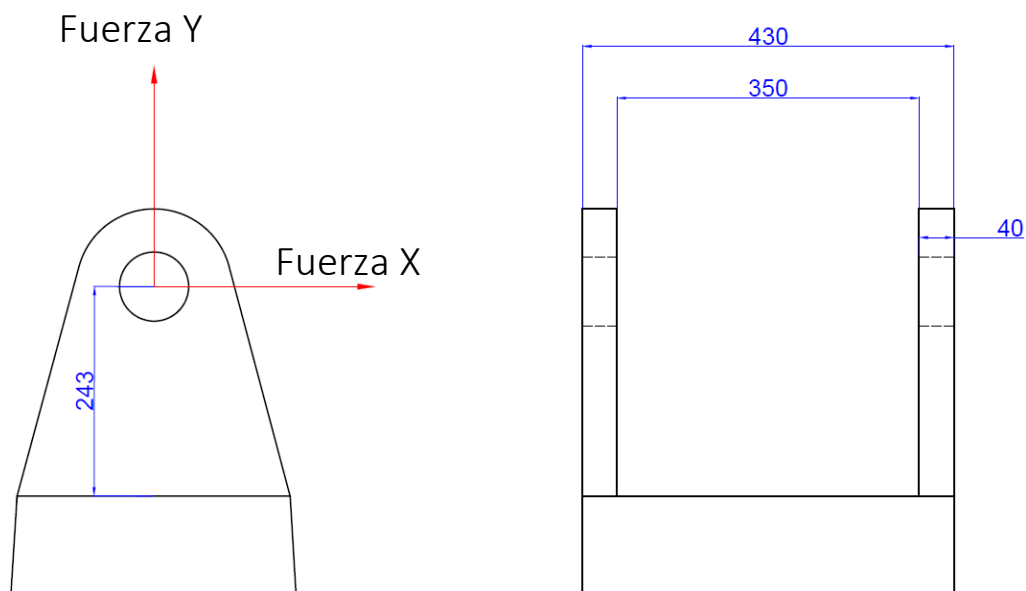


Figura 3.28

Pasamos a definir las áreas en las que debemos comprobar los esfuerzos a los que será sometida la orejeta.

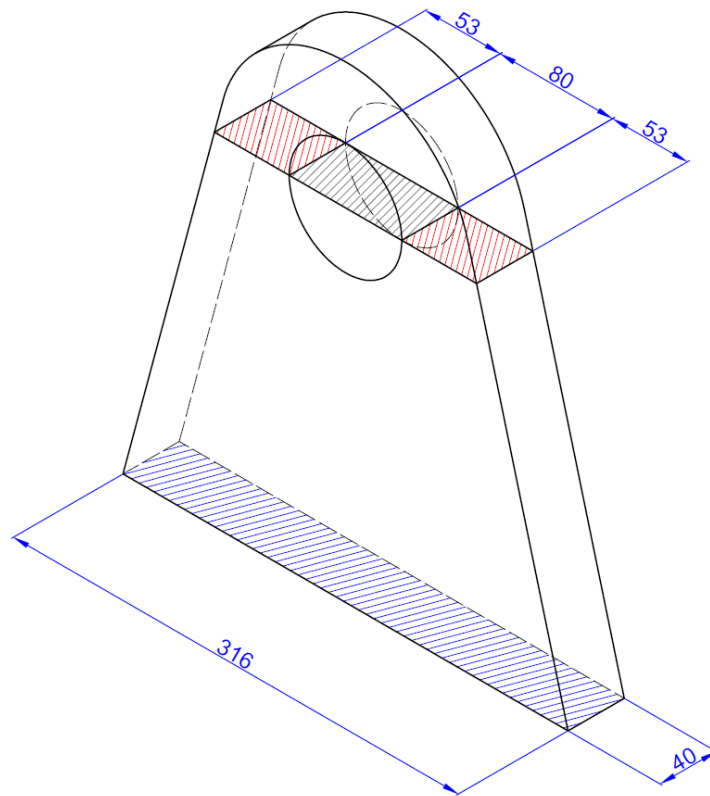


Figura 3.29

Comenzamos comprobando el área gris a aplastamiento. Con una fuerza máxima en el nudo de **439301 N** (Anexo I) que se reduce a **219650.5 N** por orejeta y sabiendo el diámetro del pasador (**80 mm**) y el espesor ya establecido (**40 mm**) calculamos C_s .

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un $C_s=4$ con lo que pasa teniendo en cuenta aplastamiento.

Pasamos ahora al área **roja**, que es la más desfavorable a tracción. El valor a comprobar para la tracción es la **Fuerza Y** de tracción que proviene de la posición con estado de carga máxima. Su valor es de **436700 N** que se reduce a la mitad para cada orejeta, quedando en **218350 N**. Ahora aplicamos comprobamos la tracción para el área que hemos definido con las siguientes ecuaciones.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = 2 \cdot e \cdot 53 \quad \text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Obtenemos un coeficiente de seguridad de **5.34**, cumple los requisitos.

Por último, queda comprobar el área **azul**. Debemos comprobar usando la máxima **fuerza X** que se puede generar. Sabemos que la posición de carga máxima no flexa la orejeta ya que casi toda la fuerza máxima en nudo la hemos tenido en la tracción. Como es muy complicado filtrar la fuerza X, ya que depende de muchos factores, calcularemos el esfuerzo que puede soportar y si el valor supera los valores absolutos de cualquier posición se dará por válido. Por lo tanto, para el estado de tensiones de flexión en la base, teniendo la fuerza x un brazo de **234 mm**:

$$A = h \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$M_z = F_f \cdot 234 \quad \text{N*m}$$

$$I_z = \frac{e \cdot h^3}{12} \quad \text{mm}^4$$

$$\tau_{\text{maxadm}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \text{MPa}$$

$$2 \cdot \tau_{\text{maxadm}} = \frac{M_z}{I_z} \cdot \frac{h}{2} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene una **F_f=260783 N** que multiplicada por 2 queda **52156 N**. Como es mayor que el esfuerzo máximo para el nudo 3 en cualquier dirección podemos afirmar que aguantará la flexión en cualquier posición.

Por lo tanto, las medidas establecidas anteriormente **pueden resistir todos los esfuerzos para un C_s de 3**.

5.3.5.6. Alojamiento del pasador en nudo 2

Los pasadores del nudo 2 deben soportar una fuerza máxima de **276474.5 N** que si se aplica a la pared relativamente fina de la pluma (**10 mm**) la hará fallar por aplastamiento. Es por ello que en la pluma se debe mecanizar un saliente en el agujero del pasador para repartir los esfuerzos de manera más uniforme. En la *figura 3.30* se representa un corte de la pluma en los apoyos del pasador (sección 2, apartado 3.3.2), es un decrecido a 45° donde dimensionaremos el área a aplastamiento del pasador para evitar el fallo.

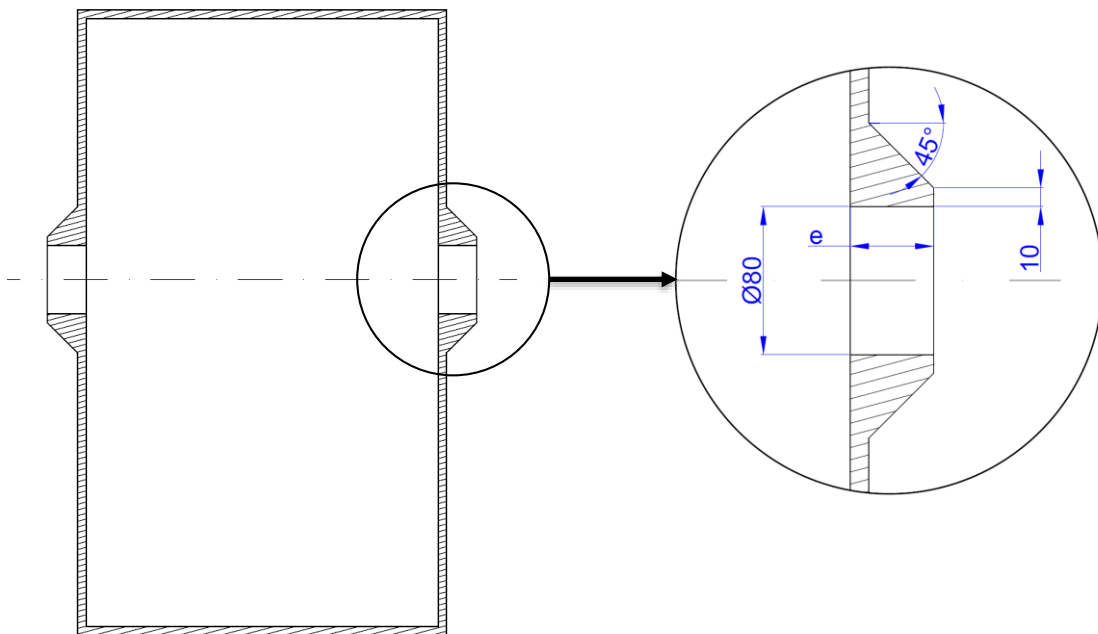


Figura 3.30

Conocemos el diámetro del pasador (**80 mm**) y la fuerza, solo queda dimensionar el espesor necesario para evitar el aplastamiento para **C_s=3**. Planteamos las ecuaciones:

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un espesor de **37.7 mm** que redondearemos al alza quedando **e=38 mm**.

5.3.5.7. Alojamiento del pasador en nudo 3

Los pasadores del nudo 3 deben soportar una fuerza máxima de **219650.5 N** que si se aplica a la pared relativamente fina del brazo (**9 mm**) la hará fallar por aplastamiento. Es por ello que en el brazo se debe mecanizar un saliente en el agujero del pasador para repartir los esfuerzos de manera más uniforme. En la *figura 3.31* se representa un corte del brazo en los apoyos del pasador (sección 2, apartado 3.3.3), es un decrecido a 45° donde dimensionaremos el área a aplastamiento del pasador para evitar el fallo.

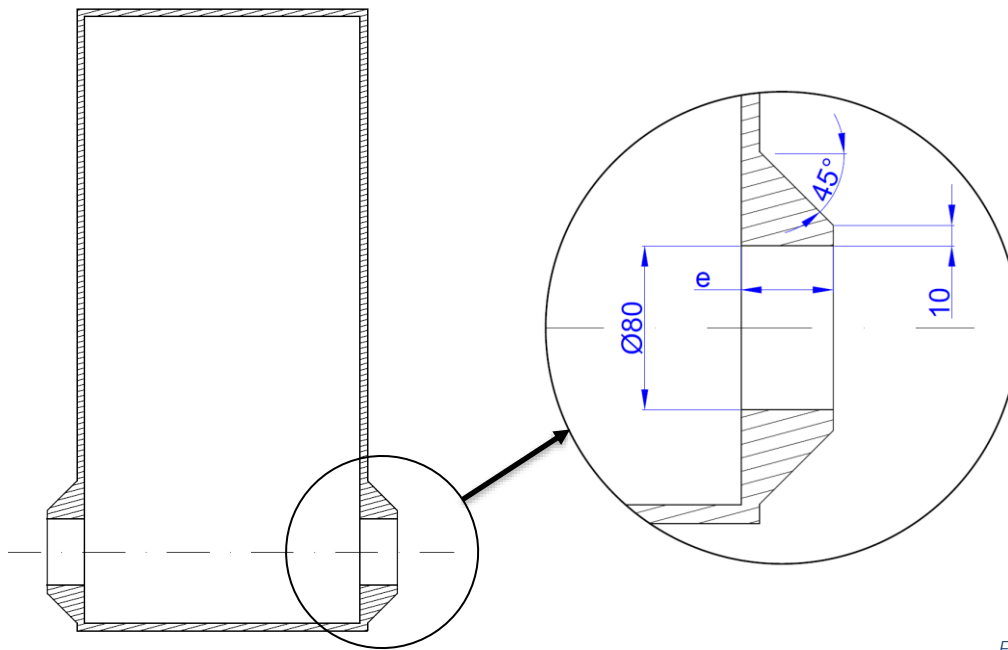


Figura 3.31

Conocemos el diámetro del pasador (**80 mm**) y la fuerza, solo queda dimensionar el espesor necesario para evitar el aplastamiento para **$C_s=3$** . Planteamos las ecuaciones:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un espesor de **29.95 mm** que redondearemos al alza quedando **$e=30$ mm**.

5.3.5.8. Alojamiento del pasador en el nudo 7

Los pasadores del nudo 7 deben soportar una fuerza máxima de **112577.5 N** que si se aplica a la pared relativamente fina del brazo (**9 mm**) la hará fallar por aplastamiento. Es por ello que en el brazo se debe mecanizar un saliente en el agujero del pasador para repartir los esfuerzos de manera más uniforme. En la *figura 3.32* se representa un corte del brazo en los apoyos del pasador, es un decrecido a 45° donde dimensionaremos el área a aplastamiento del pasador para evitar el fallo.

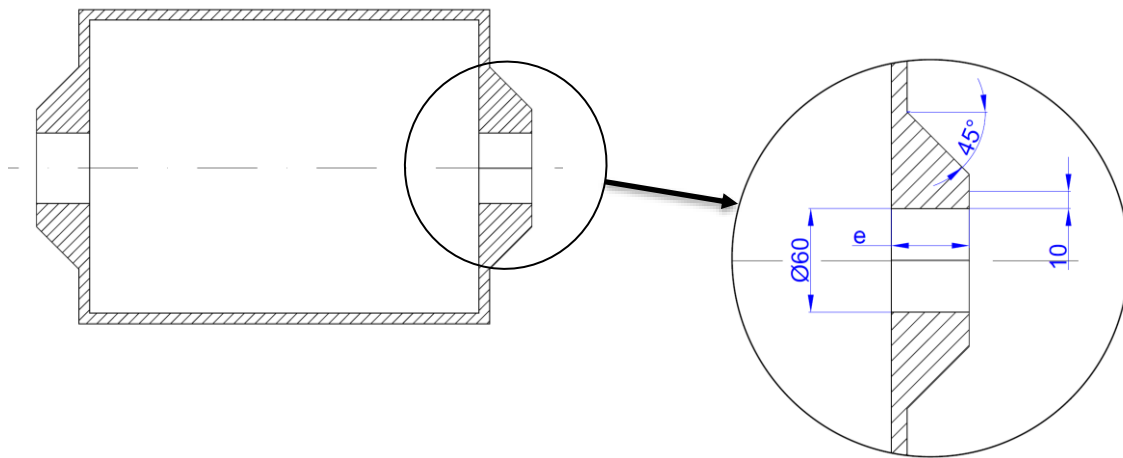


Figura 3.32

Conocemos el diámetro del pasador (**60 mm**) y la fuerza, solo queda dimensionar el espesor necesario para evitar el aplastamiento para **C_s=3**. Planteamos las ecuaciones:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Se obtiene un espesor de **20.47 mm** que redondearemos al alza quedando **e=21 mm**.

5.3.6. Barras del mecanismo brazo-cazo

Son las barras encargadas de dar movilidad al cazo mediante un mecanismo de cuadrilátero articulado. Están sometidas exclusivamente a compresión/tracción de manera que se va a dimensionar su espesor en función de éstos esfuerzos. Se debe realizar también una comprobación a pandeo para los esfuerzos compresivos más altos.

5.3.6.1. Barra nudos 7-11

En la figura se muestran las secciones de la barra (extremo del nudo 7) que debemos comprobar, siguiendo el código de colores: gris (aplastamiento), rojo (tracción) y azul (compresión).

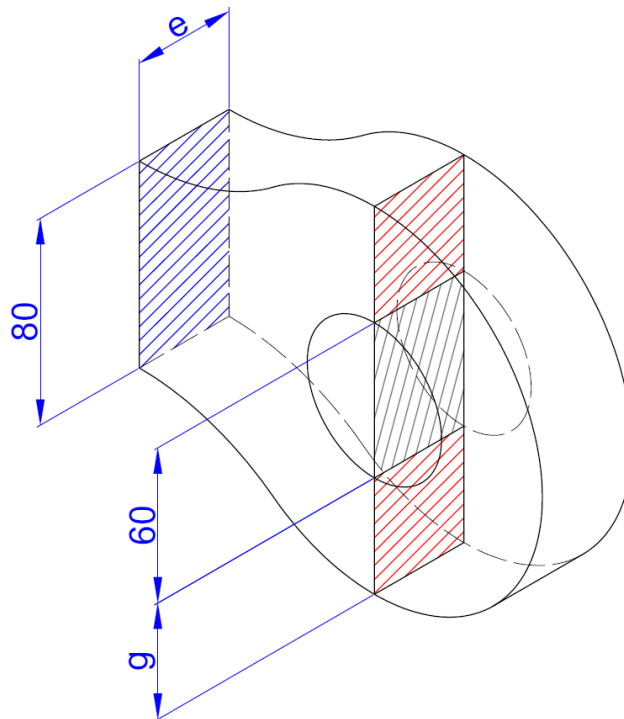


Figura 3.33

Comenzando con aplastamiento, dimensionamos el espesor de la barra para el extremo con el pasador más pequeño. Conocidos $d=60 \text{ mm}$, $F=112577.5 \text{ N}$ y para un **coeficiente de seguridad** de 3. Planteamos las ecuaciones:

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Y obtenemos un espesor de **20.47 mm** que redondeamos a **21 mm**.

Pasamos al dimensionamiento del diámetro exterior de la barra. Con una fuerza de tracción máxima de **112577.5 N** podemos calcular el área **roja** necesaria para soportar dicho esfuerzo y así conocer el diámetro externo de los extremos de la barra. Planteamos las ecuaciones:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = 2 \cdot e \cdot g$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Obtenemos una **g** de **29.24 mm** que redondearemos a **30 mm** quedando un diámetro final de **120 mm**. Para el otro extremo (nudo 11), con un pasador ligeramente más grueso, **Cs** no se cumple si conservamos el diámetro, por lo tanto se debe aumentar a **125 mm**

Con **e=21 mm** y **g=30 mm**, el área **azul** es mayor que la las otras dos por separado, por lo tanto podemos afirmar que aguantará los esfuerzos correctamente.

Sólo queda comprobar el pandeo para la fuerza de compresión más alta, **41810.5 N** (extraído de LPH máximo). La carga crítica de pandeo para una viga biapoyada viene dada por la siguiente ecuación¹:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Y para una biempotrada:

$$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$$

Donde **E** es el módulo de Young del acero (**210000 N/mm²**), **I** es el momento de inercia en el eje de pandeo (**Eje fuerte=896000 mm⁴**, **Eje débil=61740 mm⁴**) y **L=600 mm**.

Para en eje fuerte tenemos el caso biapoyado: **P_{cr}=5.16*10⁶ N**

Para el eje débil tenemos el caso biempotrado: **P_{cr}=1.42*10⁶ N**

Ambos valores están muy por encima de las cargas aplicadas.

¹ TIMOSHENKO: Resistencia de materiales

5.3.6.2. Barra nudos 10-11

En la figura se muestran las secciones de la barra (extremo del nudo 10) que debemos comprobar, siguiendo el código de colores: gris (aplastamiento), rojo (tracción) y azul (compresión).

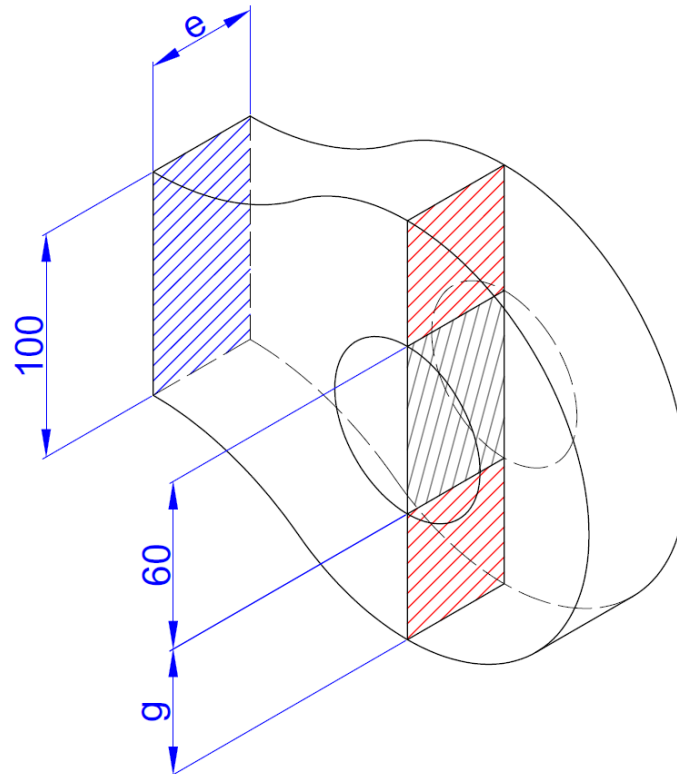


Figura 3.34

Comenzando con aplastamiento, dimensionamos el espesor de la barra para el extremo con el pasador más pequeño. Conocidos $d=60$ mm, $F=117616$ N y para un **coeficiente de seguridad** de 3. Planteamos las ecuaciones:

$$A = d \cdot e \quad \text{mm}^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{MPa}$$

Y obtenemos un espesor de **21.38 mm** que redondeamos a **22 mm**.

Pasamos al dimensionamiento del diámetro exterior de la barra. Con una fuerza de tracción máxima de **43376.5 N** podemos calcular el área **roja** necesaria para soportar dicho esfuerzo y así conocer el diámetro externo de los extremos de la barra. Planteamos las ecuaciones:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

$$A = 2 \cdot e \cdot g$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Obtenemos una **g** de **10.75 mm** que redondearemos a **11 mm** quedando un diámetro final de **82 mm**. Para el otro extremo, con un pasador ligeramente más grueso, **Cs** no se cumple si conservamos el diámetro externo, por lo tanto se debe aumentar a **87 mm**.

Con **e=22 mm** y **g=11 mm**, el área **azul** el área azul tiene una **h** demasiado elevada, sustituiremos el valor por el diámetro externo menor, **82 mm**.

Sólo queda comprobar el pandeo para la fuerza de compresión más alta, **117616 N** (extraído del estado de máxima carga). La carga crítica de pandeo para una viga biapoyada viene dada por la siguiente ecuación¹:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Y para una biempotrada:

$$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$$

Donde **E** es el módulo de Young del acero (**210000 N/mm²**), **I** es el momento de inercia en el eje de pandeo (**Eje fuerte=1.01*10⁶ mm⁴**, **Eje débil=72761 mm⁴**) y **L=580 mm**.

Para en eje fuerte tenemos el caso biapoyado: **P_{cr}=6.22*10⁶ N**

Para el eje débil tenemos el caso biempotrado: **P_{cr}=1.73*10⁶ N**

Ambos valores están muy por encima de las cargas aplicadas.

¹ TIMOSHENKO: Resistencia de materiales

5.4. ANEXO IV: SELECCIÓN DE PISTONES

Conocidas las fuerzas máximas de cada pistón y sus recorridos seleccionaremos a partir del catálogo comercial de **Alpesa S.L.**¹ los cilindros adecuados.

5.4.1. Recorridos

En la *figura 4.1* se representa el recorrido desde máxima extensión hasta la mínima para el pistón 1.

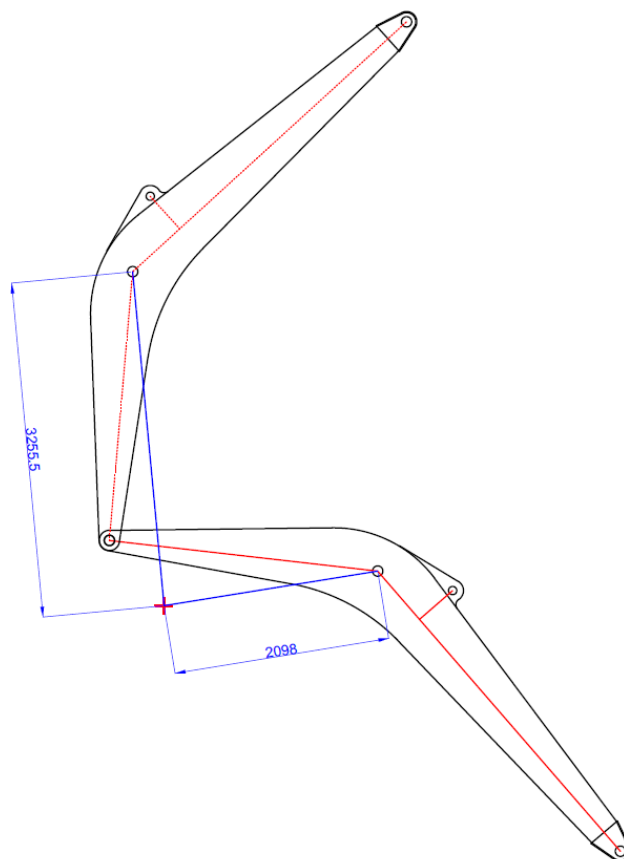


Figura 4.1

El recorrido es la resta de ambas medidas: $3255.5 - 2098 = 1157.5$ mm.

¹ Alpesa S.L. (Grupo Hine)

Siguiendo el mismo procedimiento para el **pistón 2** obtenemos lo siguiente:

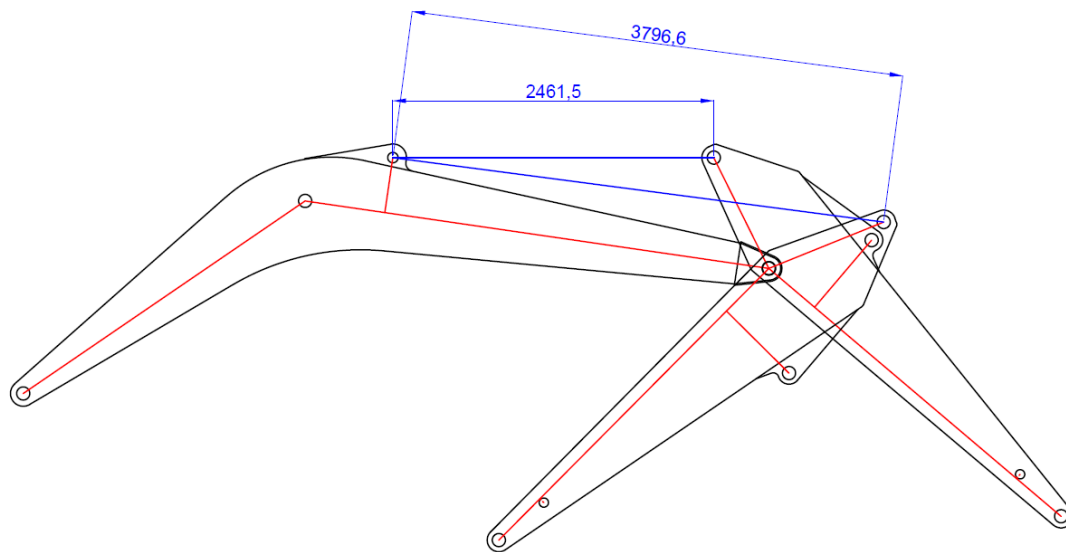


Figura 4.2

El recorrido es de: $3796.6 - 2461.5 = 1335.1$ mm.

Y por último para el **pistón 3**.

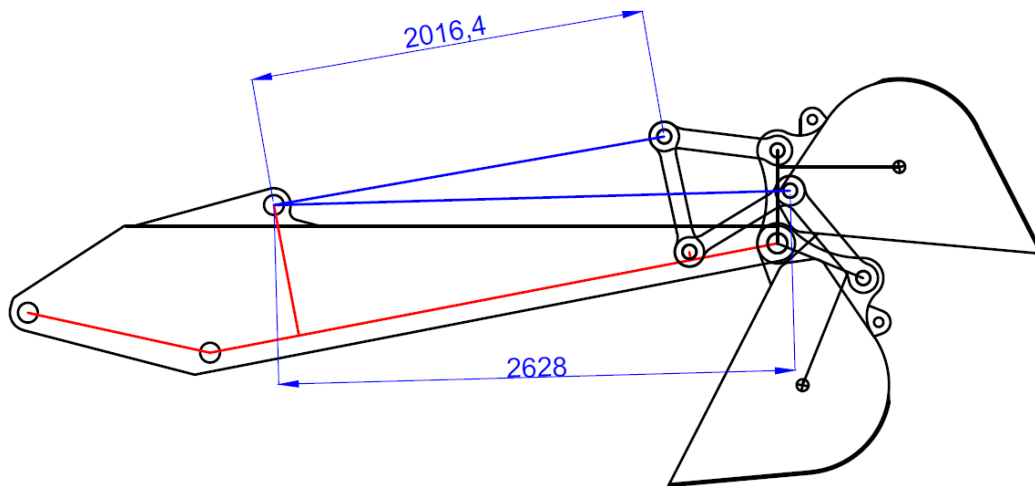


Figura 4.3

El recorrido es de: $2628 - 2016.4 = 611.6$ mm

5.4.2. Fuerza

Con los datos de la fuerza en los nudos del ANEXO I podemos extraer los datos de los nudos donde se alojan los pistones. En la siguiente tabla se reflejan estos datos:

PISTÓN	Fuerza máxima (N)
1	552949
2	351580
3	359741

Tabla 4.1

En la realidad la fuerza del pistón 1 se va a repartir en dos pistones diferentes, por lo tanto, recae una fuerza de **276474.5 N** en cada pistón.

5.4.3. Selección

Con los datos ya recopilados pasamos a analizar las opciones de las que disponemos para cumplir las prestaciones que necesitamos. El modelo seleccionado es el **CRH3** que sigue la norma ISO 3320¹. Es un cilindro de doble acción con una presión de trabajo de **350 bar** por lo tanto suponemos que disponemos de una bomba hidráulica capaz de proporcionar ésta presión.






Figura 4.4

Seleccionaremos uno por uno cada pistón atendiendo a los requisitos de recorrido y fuerza necesaria para su correcto desempeño.

¹ ISO 3320:2013 - Fluid power systems and components

Debemos catalogar cada pistón según lo pide el fabricante siguiendo la guía que proporcionan.

CRH3	MT4-160/110	-	750-A	- 1x	B	G	2	L	D	A	V	- LY = - XV = 830
------	-------------	---	-------	------	---	---	---	---	---	---	---	----------------------

<p>CYLINDER TYPE</p> <hr/> <p>MOUNTING TYPE</p> <table border="0"> <tr><td>Without mounting</td><td>MO 0</td></tr> <tr><td>Plain rear clevis</td><td>MP 3</td></tr> <tr><td>Self-aligning rear clevis</td><td>MP 5</td></tr> <tr><td>Round head flange</td><td>MF 3</td></tr> <tr><td>Round rear flange</td><td>MF 4</td></tr> <tr><td>Trunnion mounting</td><td>MT 4</td></tr> <tr><td>Foot mounting</td><td>MS 2</td></tr> </table> <p>Ø PISTON See page 68</p> <p>Ø PISTON ROD See page 68</p> <p>Ø PISTON ROD (Double Piston Rod) ²⁾</p> <p>STROKE LENGTH in mm.</p> <p>DESING PRINCIPLE Head and rear flanged = A</p> <p>SERIES 1x</p> <p>PIPE CONNECTION BSP – pipe thread – ISO 228/1 = B Metric ISO thread = M</p>	Without mounting	MO 0	Plain rear clevis	MP 3	Self-aligning rear clevis	MP 5	Round head flange	MF 3	Round rear flange	MF 4	Trunnion mounting	MT 4	Foot mounting	MS 2	<p>OPTION</p> <p>W = Without options V = Trunnion displacement state XV in mm in clear text Y = Piston rod extension state LY in mm in clear text</p> <p>SEALS VERSIONS Suitable for mineral oil T = Servo quality/reduced friction A = Chevron seal kits Suitable for phosphate ester. B = Chevron seal kits viton S = Servo quality/reduced friction viton</p> <p>END POSITION CUSHIONING D = Both sides U = Without</p> <p>PISTON ROD VERSION C = Chrome –plated steel H = Hardened and chrome-plated L = Stainless steel AISI 420 chrome-plated N = ¹⁾ Steel with chrome-nickel</p> <p>CONNECTION PORTS</p> <table border="0"> <tr><td>1 =</td><td rowspan="4"></td><td rowspan="4">Position at head and rear Viewed to piston rod</td></tr> <tr><td>2 =</td></tr> <tr><td>3 =</td></tr> <tr><td>4 =</td></tr> </table> <p>PISTON ROD END A = Thread for self-aligning clevis CGAS G = ³⁾ Thread for self-aligning clevis CGA, CGAK and plain clevis CSA</p>	1 =		Position at head and rear Viewed to piston rod	2 =	3 =	4 =
Without mounting	MO 0																				
Plain rear clevis	MP 3																				
Self-aligning rear clevis	MP 5																				
Round head flange	MF 3																				
Round rear flange	MF 4																				
Trunnion mounting	MT 4																				
Foot mounting	MS 2																				
1 =		Position at head and rear Viewed to piston rod																			
2 =																					
3 =																					
4 =																					

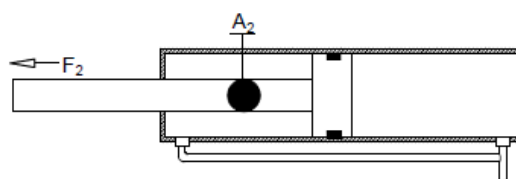
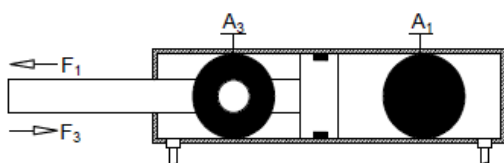
1) Only piston rod Ø 28 to 140 mm.
2) Only for MF3, MT4 and MS2.
3) Not available in piston Ø 280 and 320 mm for CGA and CGAK models, only from piston Ø 40 up to 200 mm for CSA model.

Figura 4.5

5.4.3.1. Pistón 1

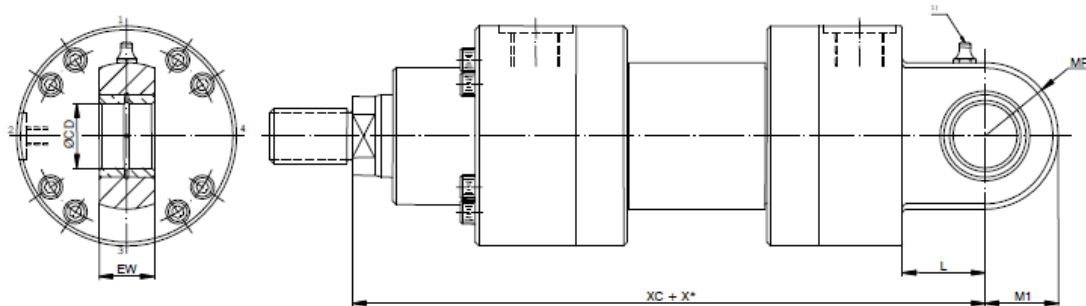
El pistón debe poder desarrollar una fuerza de, al menos, **276474.5 N**. Observando la siguiente tabla podemos decidir el diámetro necesario.

			SECCIONES / AREAS			FUERZAS / FORCES (350bar) ⁽¹⁾		
PISTON	VASTAGO	RELACION SECCIONES	PISTON	VASTAGO	ANULAR	EMPUJE	DIFERENCIAL	TRACCION
PISTON	PISTON ROD	AREA RATIO	PISTON	PISTON ROD	ANNULUS	PUSH	REGEN.	PULL
AL Ø mm	MM Ø mm	φ A_1 / A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN
40	28	1.96	12.56	6.16	6.40	43.96	21.56	22.40
50	36	2.08	19.63	10.18	9.45	68.71	35.63	33.08
63	45	2.04	31.17	15.90	15.27	109.10	55.65	53.45
80	56	1.96	50.26	24.63	25.63	175.91	86.21	89.71
100	70	1.96	78.54	38.48	40.06	274.89	134.68	140.21
125	90	2.08	122.72	63.62	59.10	429.52	222.67	206.85
140	100	2.04	153.94	78.54	75.40	538.79	274.89	263.90
160	110	1.90	201.06	95.06	106.00	703.71	332.71	371.00
180	125	1.93	254.47	122.72	131.75	890.65	429.52	461.13
200	140	1.96	314.16	153.96	160.20	1099.56	538.86	560.70
220	160	2.12	380.10	201.00	179.10	1330.50	703.70	626.80
250	180	2.08	490.80	254.40	236.40	1718.10	890.60	827.40
280	200	2.04	615.70	314.10	301.60	2155.10	1099.60	1055.60
320	220	1.90	804.20	380.10	424.20	2814.90	1330.50	1484.40



El diámetro de 100 mm desarrolla una fuerza de empuje insuficiente, por lo tanto escogeremos un pistón de, al menos, **125 mm de diámetro**.

El siguiente paso es escoger el tipo de pistón, necesitamos uno con amarres cilíndricos fijos en ambos extremos. El fabricante lo denomina **MP3**.



AL Ø	MM Ø	CD H11	EW h12	L	MR	M1	XC
40	28	30	28	35	36	34	268
50	36	35	30	45	42	40	280
63	45	40	35	50	52	50	330
80	56	50	40	55	65	62.5	355
100	70	60	50	65	70	70	390
125	90	70	55	75	82	82	495
140	100	80	60	80	95	95	530
160	110	90	65	90	113	113	600
180	125	100	70	105	125	125	665
200	140	110	80	115	142.5	142.5	710
220	160	110	80	115	142.5	142.5	760
250	180	120	90	140	180	180	825
280	200	140	100	170	200	200	895
320	220	160	110	200	250	250	965

Atendiendo a el diámetro de los amarres (pasadores de 80 mm), debemos escoger un pistón de diámetro 140.

Con una carrera mínima necesaria de **1157.5 mm** el pistón recogido debe tener unas dimensiones de **2098 mm**. Como éste pistón recogido tiene una longitud de **XC+CARRERA=1687.5 mm** debemos añadir a la carrera la diferencia entre **2098 mm** y **1687.5 mm**. Obtenemos una carrera final de **1568 mm**.

Realizando una comprobación a pandeo para el **diámetro de vástago de 100 mm** y una **distancia máxima entre apoyos de 3255.5 mm** usaremos la ecuación siguiente¹ para calcular la carga crítica en el caso biapoyado:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Con $E=210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$, $I=4.9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ se obtiene $P_{cr}=958252 \text{ N}$, con lo que supera las fuerzas que debe ejercer el cilindro.

El pedido final según el código del fabricante es:

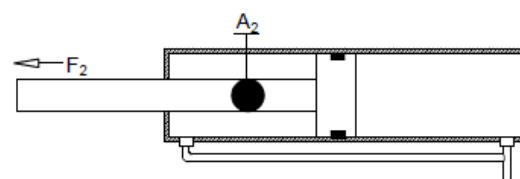
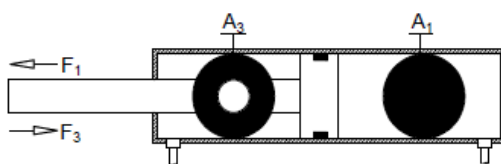
CRH3 / MP3 / 140 / 100 / - / 1568-A-x2 / M / 2 / C / U / T / W

¹ TIMOSHENKO Resistencia de Materiales

5.4.3.2. Pistón 2

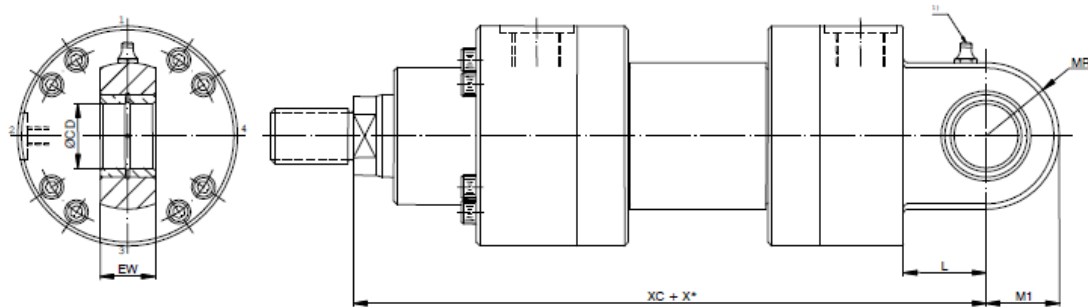
El pistón debe poder desarrollar una fuerza de, al menos, **351580 N**. Observando la tabla podemos decidir el diámetro necesario.

			SECCIONES / AREAS			FUERZAS / FORCES (350bar) ⁽¹⁾		
PISTON	VASTAGO	RELACION SECCIONES	PISTON	VASTAGO	ANULAR	EMPUJE	DIFERENCIAL	TRACCION
PISTON	PISTON ROD	AREA RATIO	PISTON	PISTON ROD	ANNULUS	PUSH	REGEN.	PULL
AL Ø mm	MM Ø mm	$\phi A_1 / A_3$	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN
40	28	1.96	12.56	6.16	6.40	43.96	21.56	22.40
50	36	2.08	19.63	10.18	9.45	68.71	35.63	33.08
63	45	2.04	31.17	15.90	15.27	109.10	55.65	53.45
80	56	1.96	50.26	24.63	25.63	175.91	86.21	89.71
100	70	1.96	78.54	38.48	40.06	274.89	134.68	140.21
125	90	2.08	122.72	63.62	59.10	429.52	222.67	206.85
140	100	2.04	153.94	78.54	75.40	538.79	274.89	263.90
160	110	1.90	201.06	95.06	106.00	703.71	332.71	371.00
180	125	1.93	254.47	122.72	131.75	890.65	429.52	461.13
200	140	1.96	314.16	153.96	160.20	1099.56	538.86	560.70
220	160	2.12	380.10	201.00	179.10	1330.50	703.70	626.80
250	180	2.08	490.80	254.40	236.40	1718.10	890.60	827.40
280	200	2.04	615.70	314.10	301.60	2155.10	1099.60	1055.60
320	220	1.90	804.20	380.10	424.20	2814.90	1330.50	1484.40



Escogeremos un pistón de, al menos, **125 mm de diámetro**.

El siguiente paso es escoger el tipo de pistón, necesitamos uno con amarres cilíndricos fijos en ambos extremos. El fabricante lo denomina **MP3**.



AL Ø	MM Ø	CD H11	EW h12	L	MR	M1	XC
40	28	30	28	35	36	34	268
50	36	35	30	45	42	40	280
63	45	40	35	50	52	50	330
80	56	50	40	55	65	62.5	355
100	70	60	50	65	70	70	390
125	90	70	55	75	82	82	495
140	100	80	60	80	95	95	530
160	110	90	65	90	113	113	600
180	125	100	70	105	125	125	665
200	140	110	80	115	142.5	142.5	710
220	160	110	80	115	142.5	142.5	760
250	180	120	90	140	180	180	825
280	200	140	100	170	200	200	895
320	220	160	110	200	250	250	965

Atendiendo a el diámetro de los amarres (pasadores de 65 mm), debemos escoger un **pistón de diámetro 125**. Se deberán usar casquillos de 2.5 mm de espesor para adaptar el amarre al pasador.

Con una carrera mínima necesaria de **1335.1 mm** el pistón recogido debe tener unas dimensiones de **2461.5 mm**. Como éste pistón recogido tiene una longitud de **XC+CARRERA=1830.1 mm** debemos añadir a la carrera la diferencia entre **2461.5 mm** y **1830.1 mm**. Obtenemos una carrera final de **1966.5 mm**.

Realizando una comprobación a pandeo para el **diámetro de vástago de 90 mm** y una **distancia máxima entre apoyos de 3796.6 mm** usaremos la ecuación siguiente¹ para calcular la carga crítica en el caso biapoyado:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Con $E=210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$, $I=3.22 \cdot 10^6$ se obtiene $P_{cr}= 463094 \text{ N}$, con lo que supera las fuerzas que debe ejercer el cilindro.

El pedido final según el código del fabricante es:

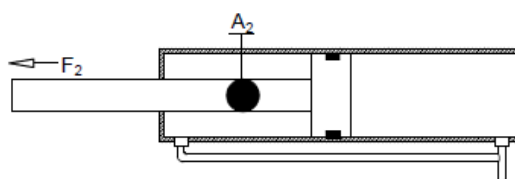
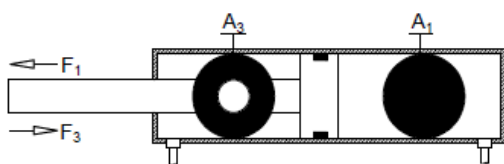
CRH3 / MP3 / 125 / 90 / - / 1966.5-A-x1 / M / 2 / C / U / T / W

¹ TIMOSHENKO Resistencia de Materiales

5.4.3.3. Pistón 3

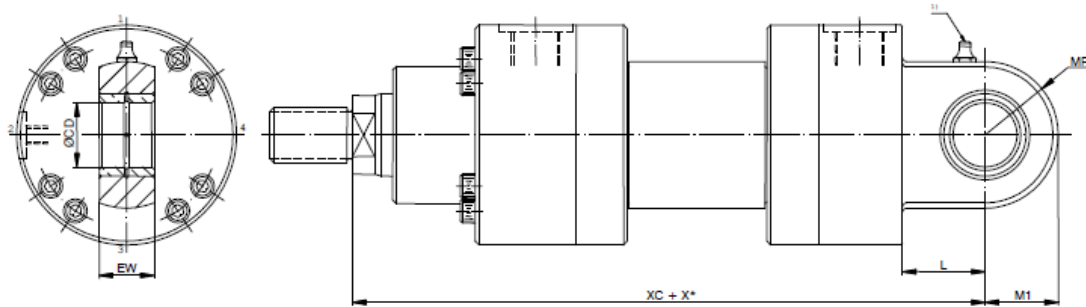
El pistón debe poder desarrollar una fuerza de, al menos, **359741 N**. Observando la tabla podemos decidir el diámetro necesario.

			SECCIONES / AREAS			FUERZAS / FORCES (350bar) ⁽¹⁾		
PISTON	VASTAGO	RELACION SECCIONES	PISTON	VASTAGO	ANULAR	EMPUJE	DIFERENCIAL	TRACCION
PISTON	PISTON ROD	AREA RATIO	PISTON	PISTON ROD	ANNULUS	PUSH	REGEN.	PULL
AL Ø mm	MM Ø mm	$\phi A_1 / A_3$	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN
40	28	1.96	12.56	6.16	6.40	43.96	21.56	22.40
50	36	2.08	19.63	10.18	9.45	68.71	35.63	33.08
63	45	2.04	31.17	15.90	15.27	109.10	55.65	53.45
80	56	1.96	50.26	24.63	25.63	175.91	86.21	89.71
100	70	1.96	78.54	38.48	40.06	274.89	134.68	140.21
125	90	2.08	122.72	63.62	59.10	429.52	222.67	206.85
140	100	2.04	153.94	78.54	75.40	538.79	274.89	263.90
160	110	1.90	201.06	95.06	106.00	703.71	332.71	371.00
180	125	1.93	254.47	122.72	131.75	890.65	429.52	461.13
200	140	1.96	314.16	153.96	160.20	1099.56	538.86	560.70
220	160	2.12	380.10	201.00	179.10	1330.50	703.70	626.80
250	180	2.08	490.80	254.40	236.40	1718.10	890.60	827.40
280	200	2.04	615.70	314.10	301.60	2155.10	1099.60	1055.60
320	220	1.90	804.20	380.10	424.20	2814.90	1330.50	1484.40



Escogeremos un pistón de, al menos, **125 mm de diámetro**.

El siguiente paso es escoger el tipo de pistón, necesitamos uno con amarres cilíndricos fijos en ambos extremos. El fabricante lo denomina **MP3**.



AL Ø	MM Ø	CD H11	EW h12	L	MR	M1	XC
40	28	30	28	35	36	34	268
50	36	35	30	45	42	40	280
63	45	40	35	50	52	50	330
80	56	50	40	55	65	62.5	355
100	70	60	50	65	70	70	390
125	90	70	55	75	82	82	495
140	100	80	60	80	95	95	530
160	110	90	65	90	113	113	600
180	125	100	70	105	125	125	665
200	140	110	80	115	142.5	142.5	710
220	160	110	80	115	142.5	142.5	760
250	180	120	90	140	180	180	825
280	200	140	100	170	200	200	895
320	220	160	110	200	250	250	965

Atendiendo a el diámetro de los amarres (pasadores de 65 mm), debemos escoger un **pistón de diámetro 125**. Se deberán usar casquillos de 2.5 mm de espesor para adaptar el amarre al pasador.

Con una carrera mínima necesaria de **611.6 mm** el pistón recogido debe tener unas dimensiones de **2016.4 mm**. Como éste pistón recogido tiene una longitud de **XC+CARRERA=1106.6 mm** debemos añadir a la carrera la diferencia entre **2016.4 mm** y **1106.6 mm**. Obtenemos una carrera final de **1521.4 mm**.



No es necesaria la comprobación a pandeo para este pistón, ya que teniendo el mismo diámetro de vástago que el pistón 2, con una carga similar su longitud máxima es mucho menor por lo que su P_{cr} superará las cargas a las que se le somete con facilidad.

El pedido final según el código del fabricante es:

CRH3 / MP3 / 125 / 90 / - / 1521.4-A-x1 / M / 2 / C / U / T / W

5.5. ANEXO V: ELABORACIÓN DEL MODELO 3D

Usando el programa *SolidWorks* se va a realizar un modelo 3D de la pluma y el brazo, los elementos más complejos. Debemos comprobar su resistencia en los casos más desfavorables con las secciones que se dimensionaron en el ANEXO III.

5.5.1. Geometría

La geometría inicial de las piezas se establece con ayuda de los perfiles que se han dibujado en CAD:

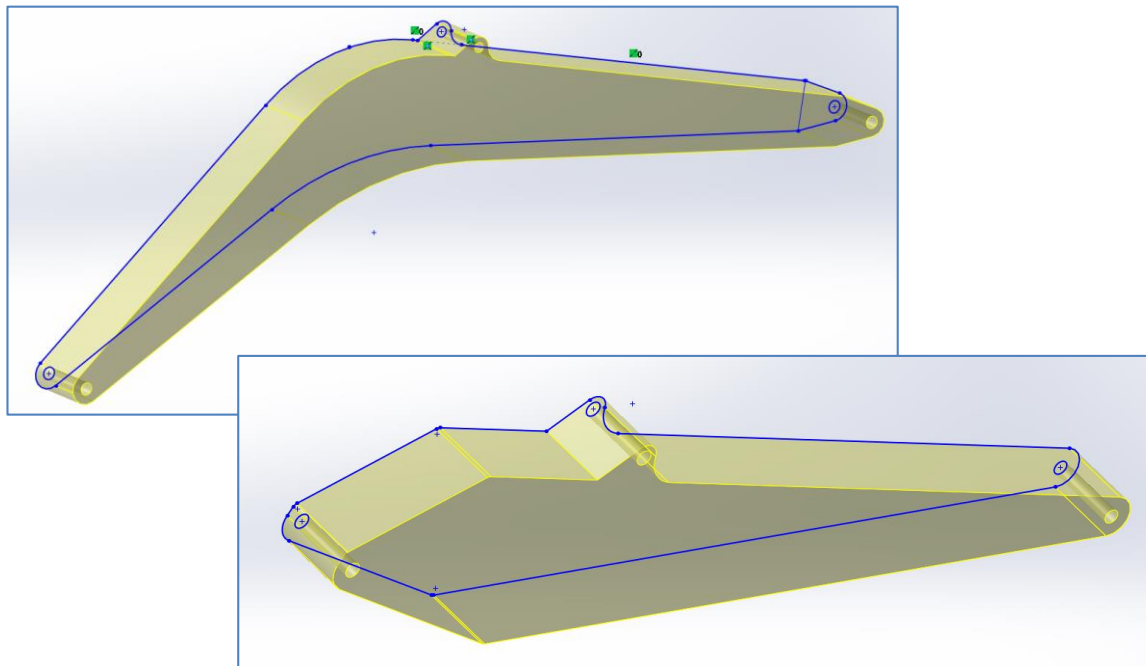


Figura 5.1

Realizando una extrusión con el ancho de cada pieza obtenemos la base del modelo, a partir de ésta, podemos extruir cortes que van dando forma a las orejetas. E aquí algunos ejemplos:

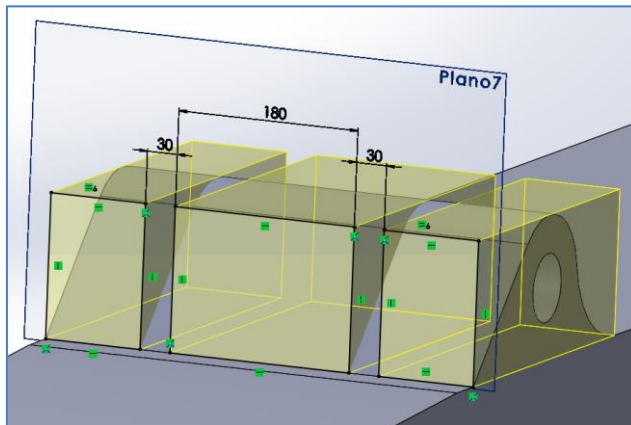


Figura 5.2

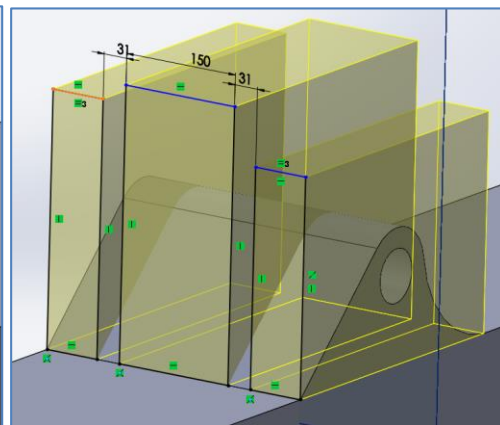


Figura 5.3

Excluyendo las orejetas, realizamos un vaciado para terminar con las piezas huecas con el grosor establecido al dimensionarlas.

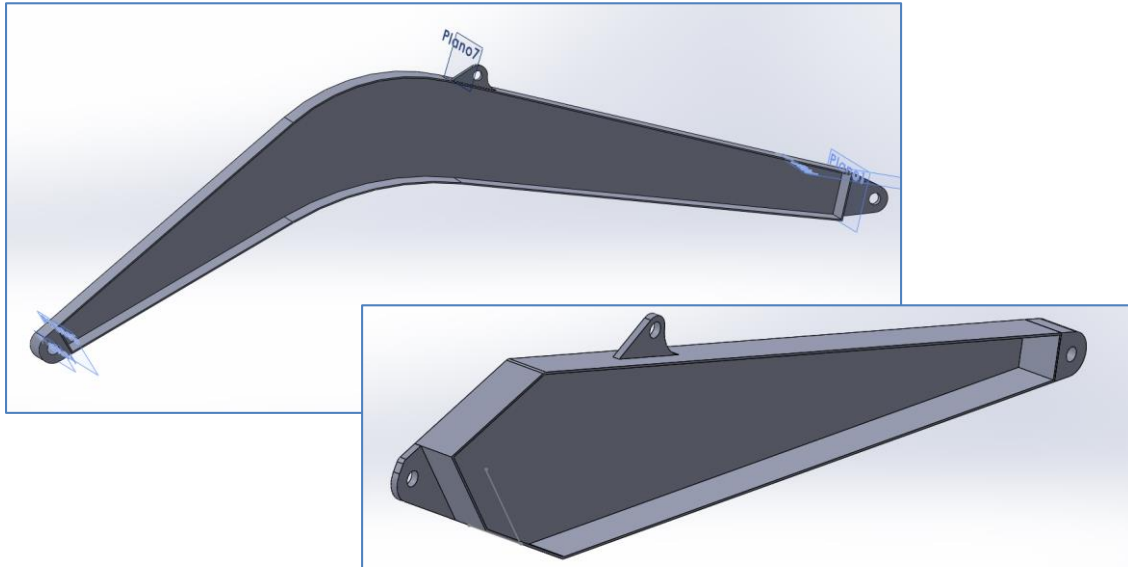


Figura 5.4

Añadimos los alojamientos de los pasadores mediante una extrusión cónica que luego se perfora:

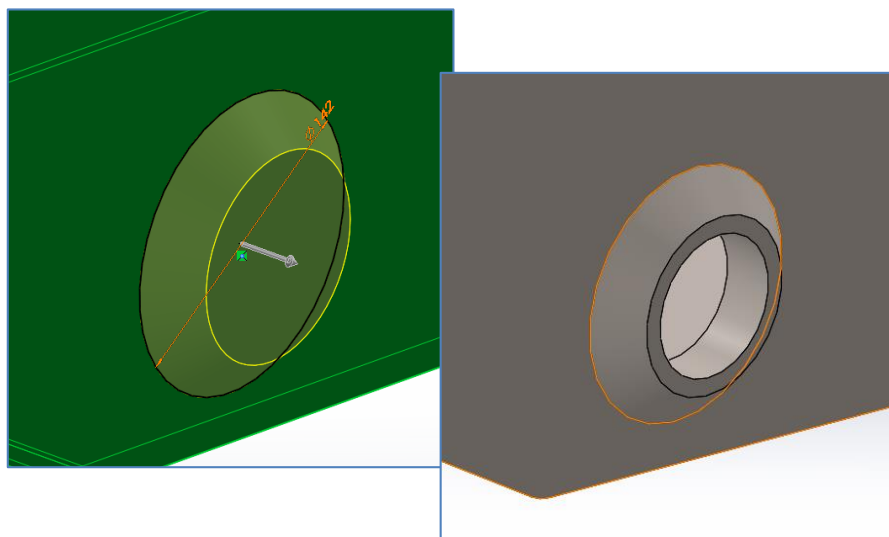


Figura 5.5

El resultado final para la pluma y el brazo con las dimensiones establecidas en ANEXO III es el siguiente:

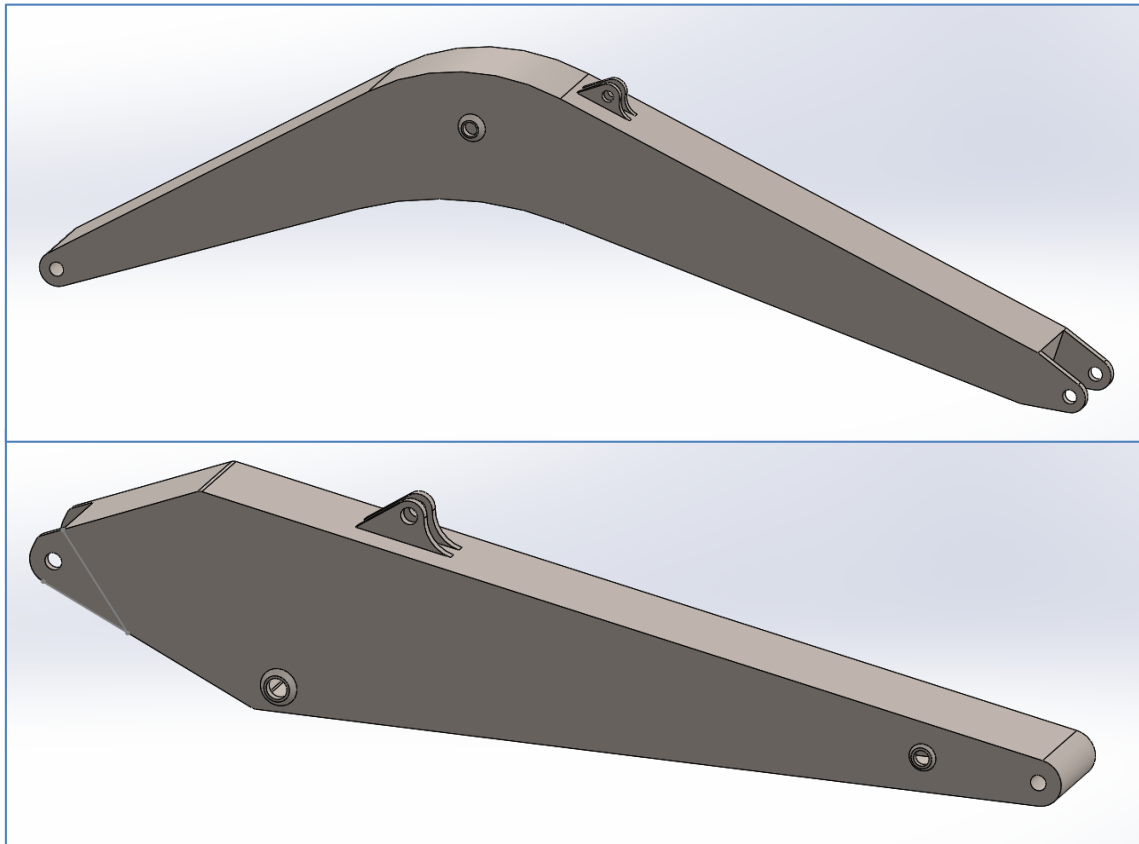


Figura 5.6

El siguiente paso ahora que se ha definido la geometría será ensayar cada pieza por separado y, si cabe, realizar modificaciones en el caso de que no se cumplan los requisitos de resistencia establecidos.

5.5.2. Simulaciones y modificaciones

Las simulaciones se realizarán con los siguientes ajustes del “Solver”:

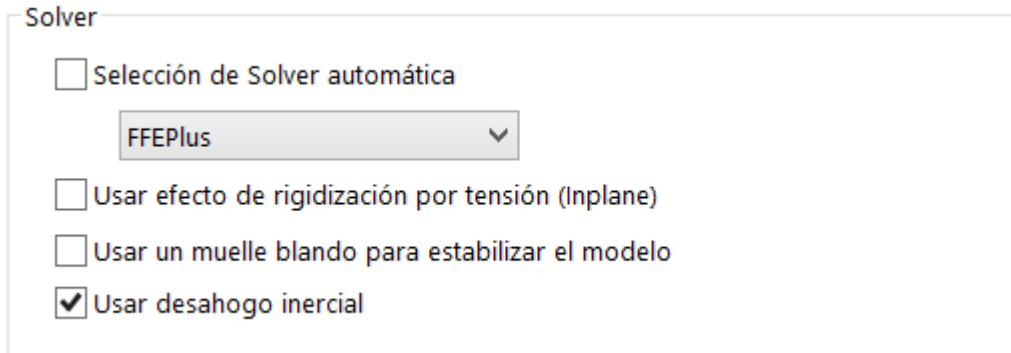


Figura 5.7

Como el análisis estático se realiza a partir de los datos obtenidos de los diagramas de sólido libre de la pieza, no se van a imponer restricciones de apoyos por lo que es fundamental usar el ajuste de **desahogo inercial**.

El material elegido de a partir de las librerías del programa se encuentra en la carpeta de aceros estructurales DIN, concretamente el **acero S275J0** con un límite elástico de **275 MPa**.

Cargaremos las piezas en cada apoyo con el sistema de referencia local de las piezas donde el eje Z coincide con el eje de revolución de los pasadores separando en cada apoyo las cargas en X e Y. Para establecer las cargas se usarán las del tipo **cargas de apoyo** que recrean bien la conexión de tipo pasador.

Los **análisis de tensiones** mostrados usaran diferentes escalas, una para el **límite elástico** y otra para el **límite elástico dividido por el coeficiente de seguridad**. También se muestran los desplazamientos para hacernos una idea de cómo se va a deformar la pieza.

Las modificaciones realizadas tendrán como objetivo reducir sobrecargas y minimizar las zonas de las piezas donde se supera el **coeficiente de seguridad de 3**.

5.5.2.1. Pluma

Comenzamos estableciendo las cargas en los apoyos de los pasadores:

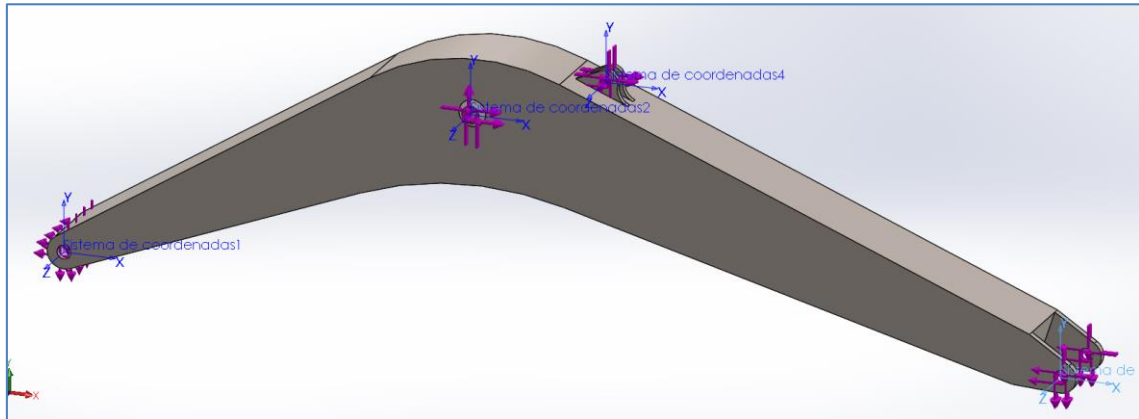


Figura 5.8

Mallamos aplicando un control de mallado más fino en el alojamiento de los nudos 2 y 4.

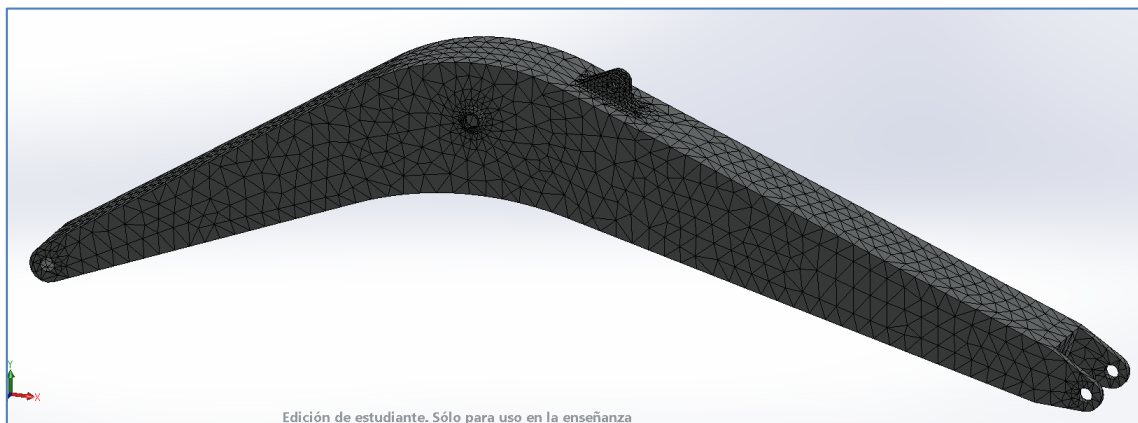


Figura 5.9

Y ya podemos lanzar el cálculo de tensiones (MPa). La primera figura tiene en el límite superior en el límite elástico y la segunda en el límite con el factor de seguridad.

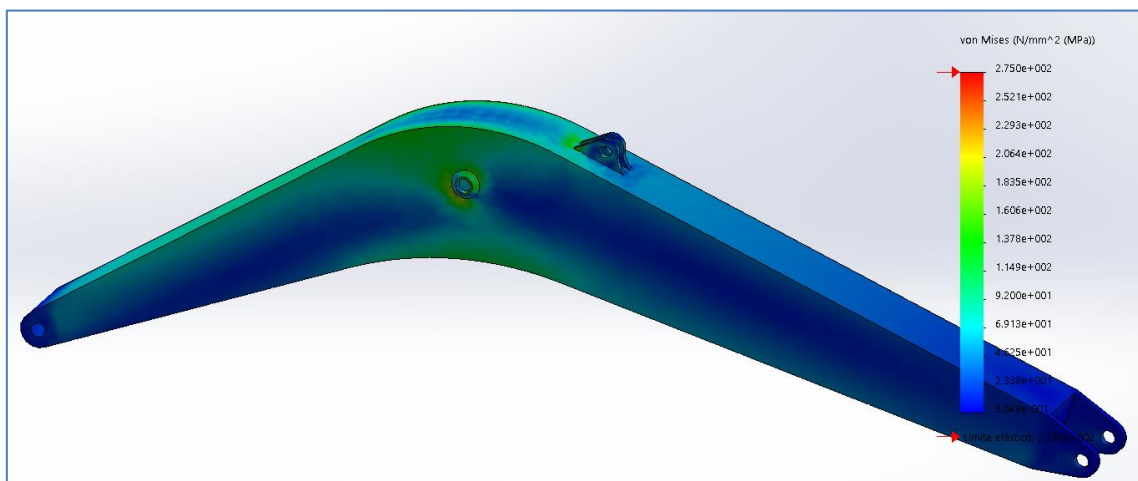


Figura 5.10

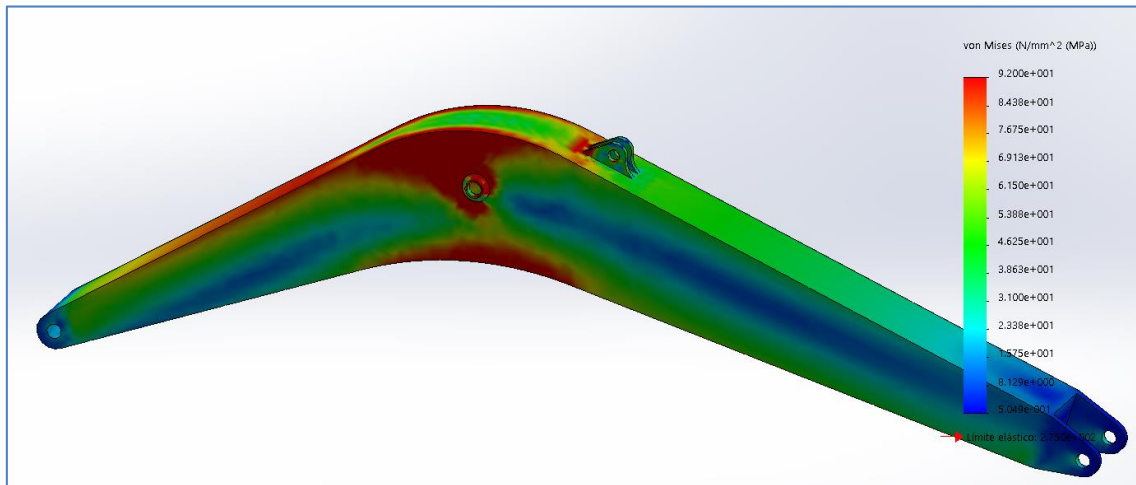


Figura 5.11

Como se puede ver en la segunda figura, existe una gran área roja en la parte superior e inferior de la pluma donde se supera el coeficiente de seguridad. Son necesarias modificaciones para reducir la zona roja de la figura.

El **primer cambio** será mejorar el alojamiento del nudo 2 situado en las caras laterales de la pluma, aumentaremos su diámetro externo a **180 mm** y aplicaremos un redondeo en su contorno para evitar concentraciones de tensiones.

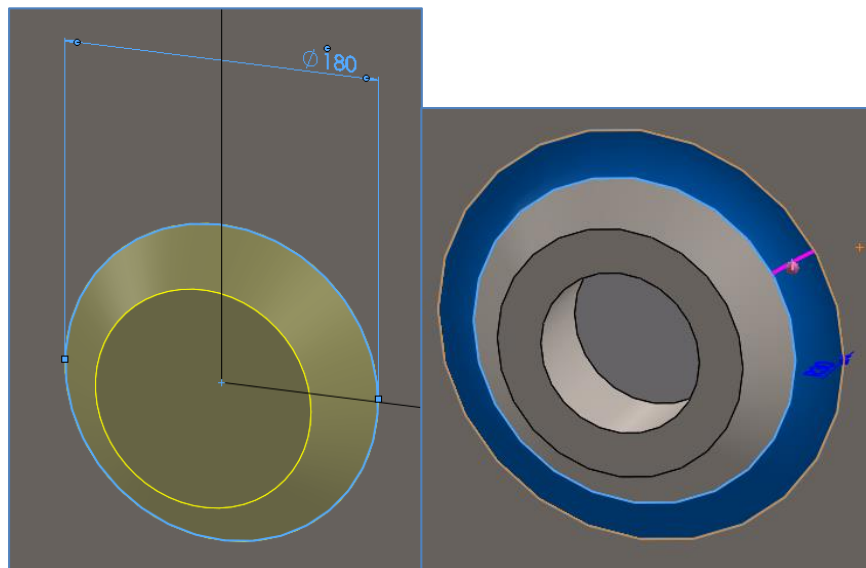


Figura 5.12

Como **segunda medida**, aumentaremos el espesor del vaciado de la pluma desde 10 mm hasta un grosor de **17 mm** para conseguir una mejor resistencia en general. Volvemos a mostrar las dos figuras con las correcciones aplicadas.

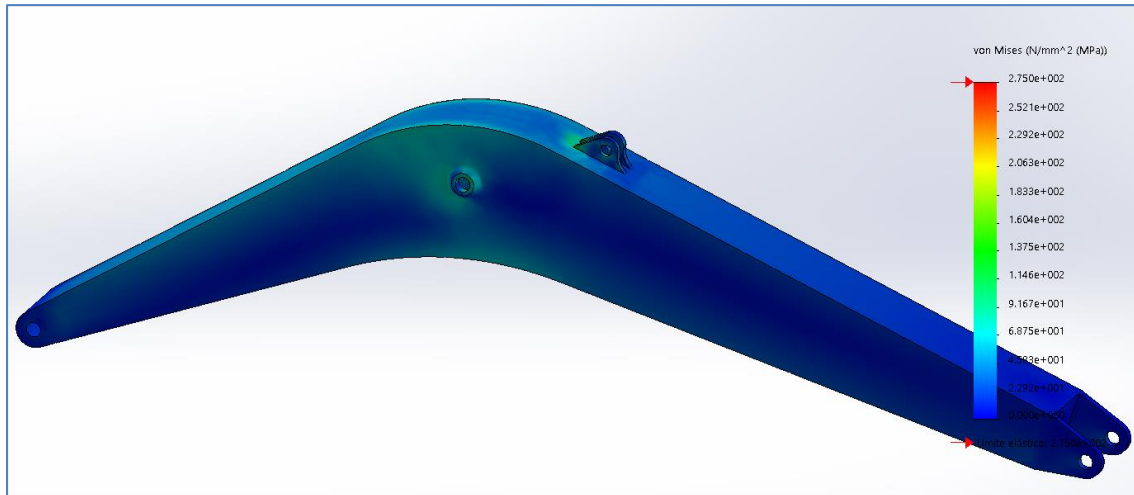


Figura 5.13

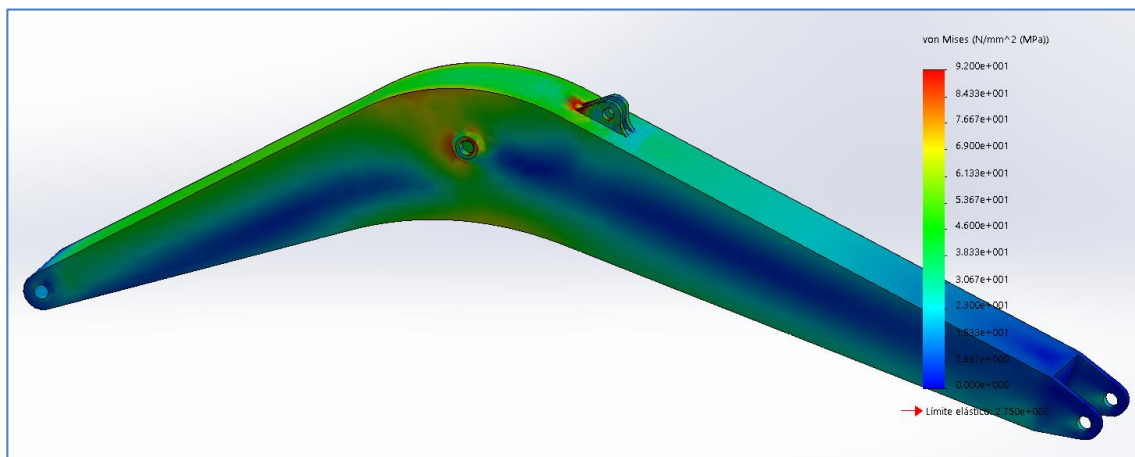


Figura 5.14

Ahora las zonas rojas han desaparecido prácticamente, solo quedan unas áreas muy pequeñas en las orejetas superiores y en el contorno del apoyo redimensionado. Son perfectamente aceptables sabiendo que son zonas de concentración de tensiones donde no se superan los límites elásticos.

Por último, se muestra la pluma con la configuración deformada con una **escala de 200**.

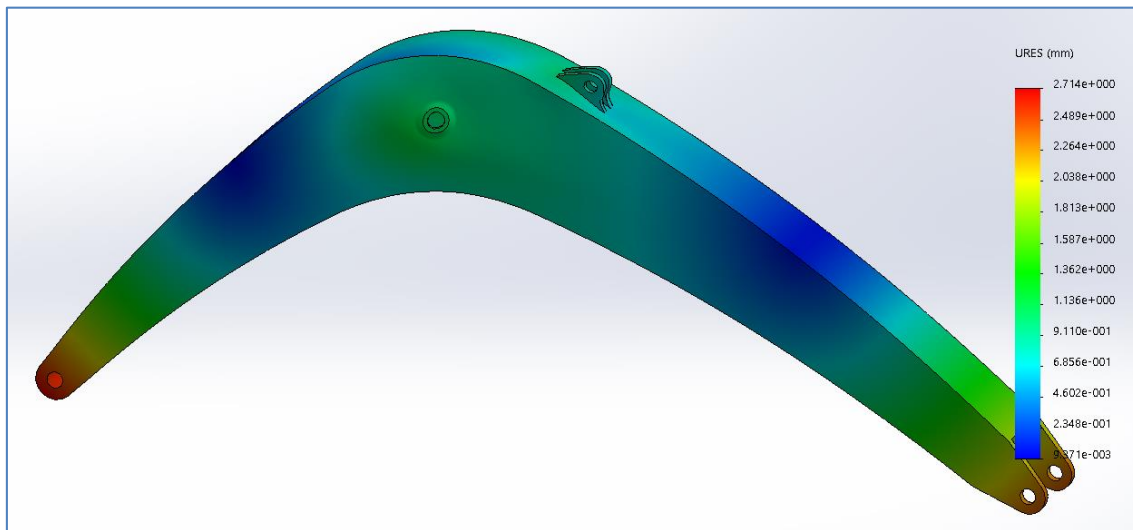


Figura 5.15

5.5.2.2. Brazo

Comenzamos estableciendo las cargas en los apoyos de los pasadores:

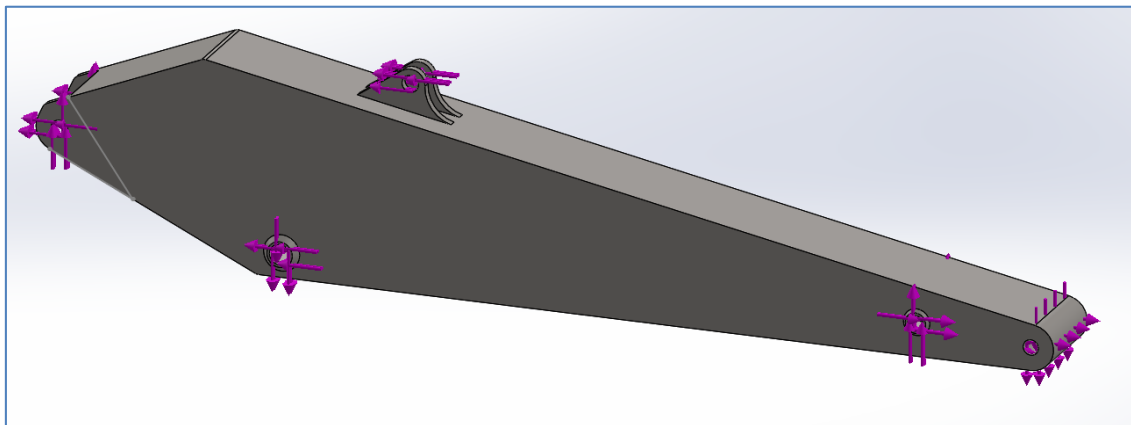


Figura 5.16

Mallamos aplicando un control de mallado fino en el alojamiento de los nudos 2, 7 y 9

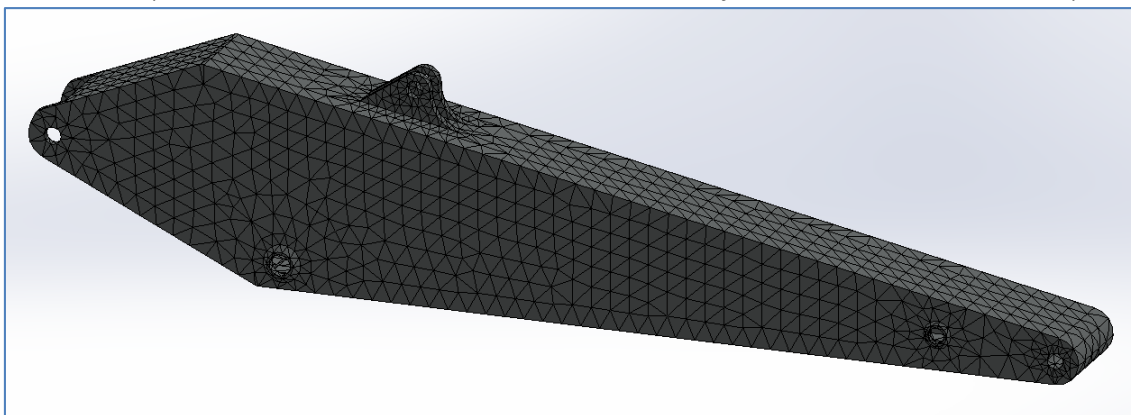


Figura 5.17

Y ya podemos lanzar el cálculo de tensiones (MPa). La primera figura tiene en el límite superior en el límite elástico y la segunda en el límite con el factor de seguridad.

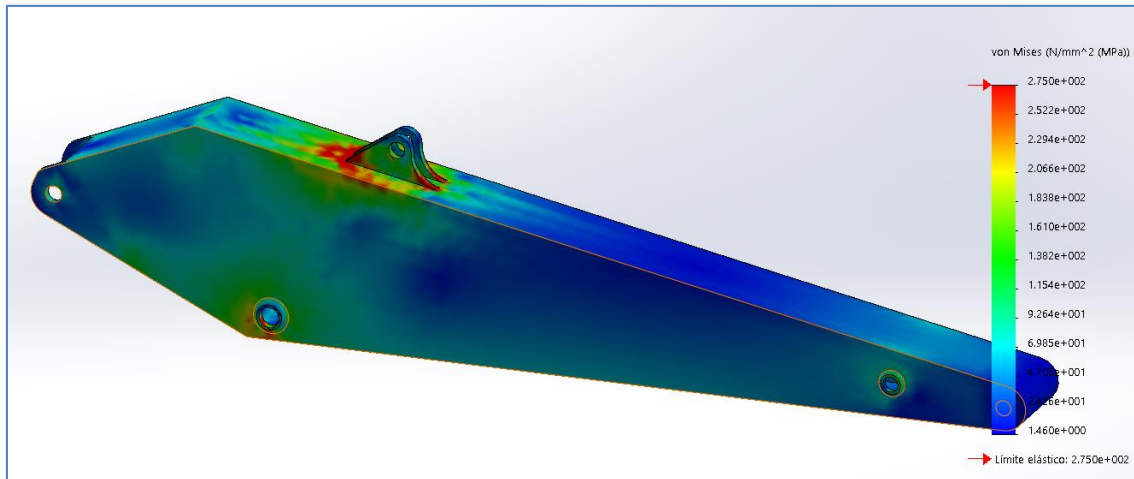


Figura 5.18

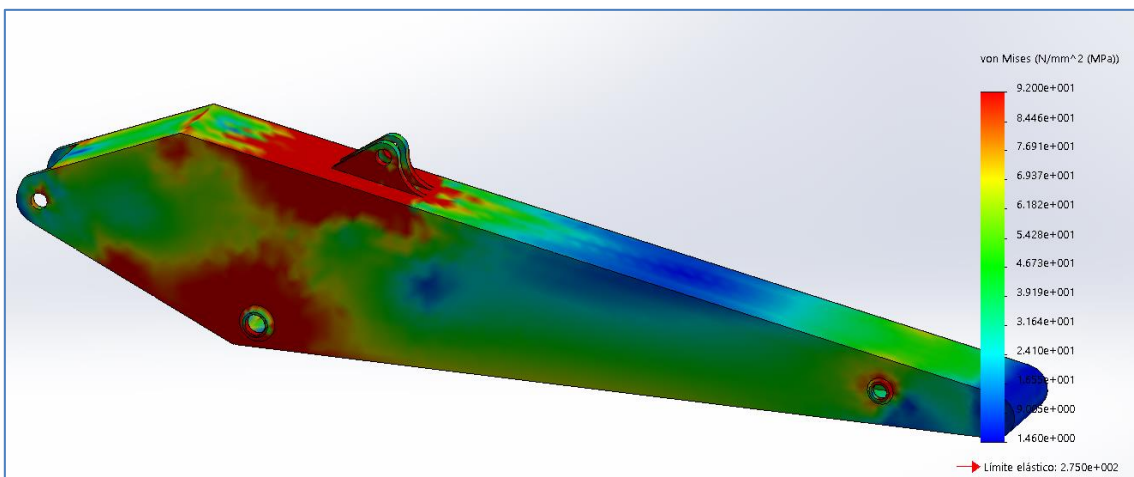


Figura 5.19

Al igual que con la pluma los encontramos con áreas donde se supera incluso el límite elástico del acero. Ésto es debido a que las orejetas, pese a soportar en teoría los esfuerzos, el pequeño grosor del brazo (**9 mm**) no es capaz de hacerlo. Debemos repartir la carga aplicada en las orejetas superiores hacia el brazo de manera más uniforme y evitar la concentración de tensiones en el nudo 3.

La **primera medida** tomada será aumentar el diámetro externo de los alojamientos en las caras laterales de la pieza como se hizo con la pluma además de añadir redondeos para evitar concentraciones de tensiones innecesarias.

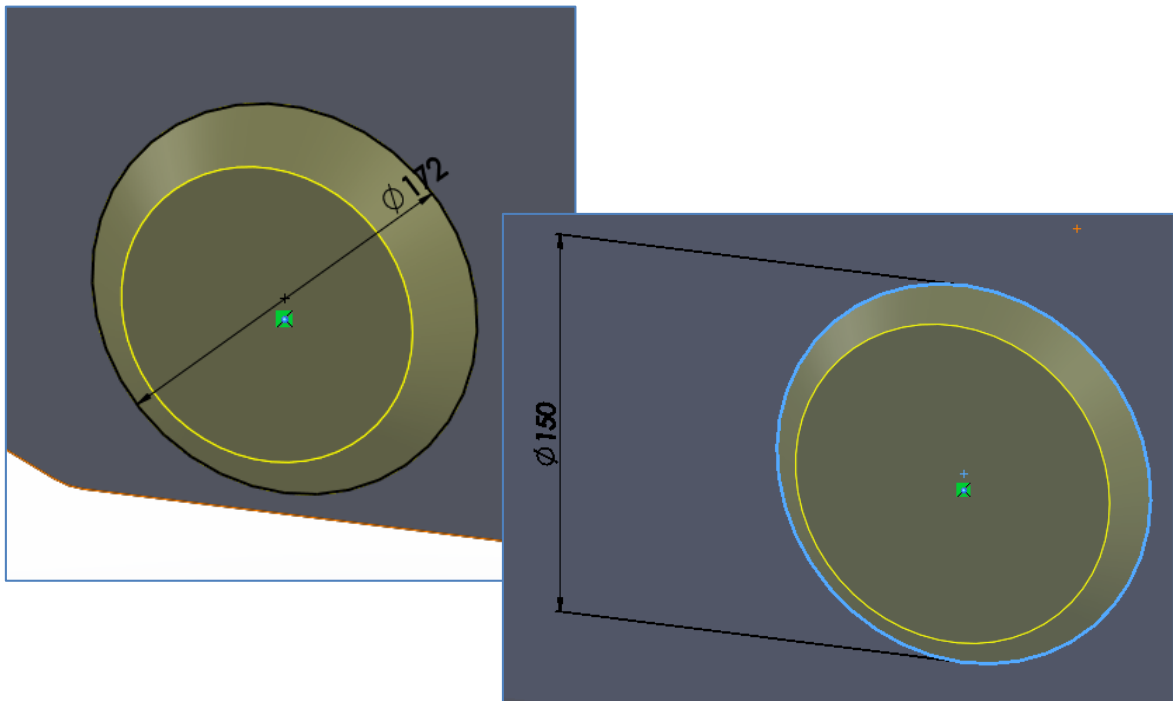


Figura 5.20

La **segunda medida**, prolongar las orejetas para distribuir las cargas más uniformemente.

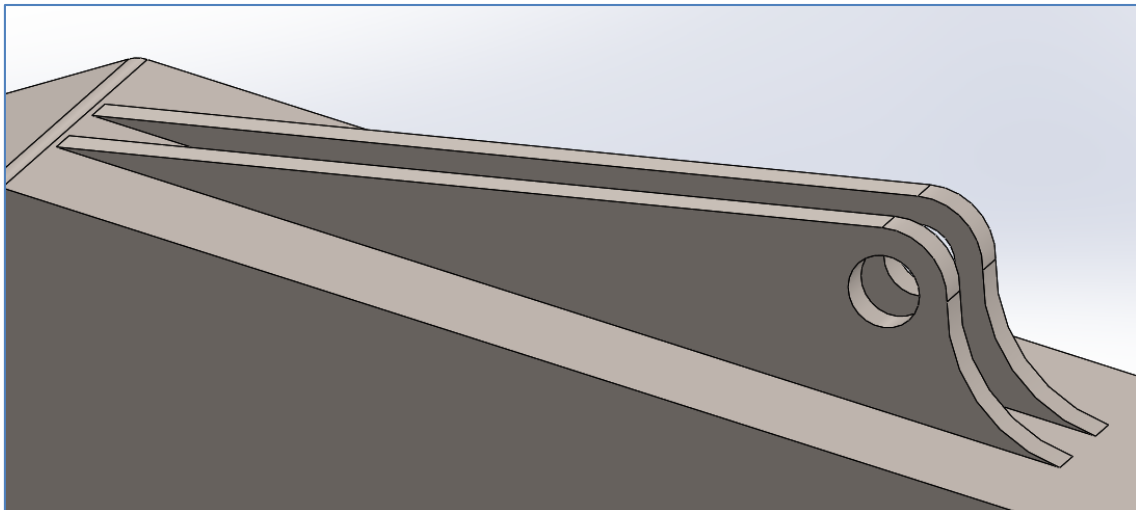


Figura 5.21

Y por último, vamos a conferir más grosor a las paredes inferiores del brazo. Añadiremos **41 mm** para un total de **50 mm** en ésta cara interna:

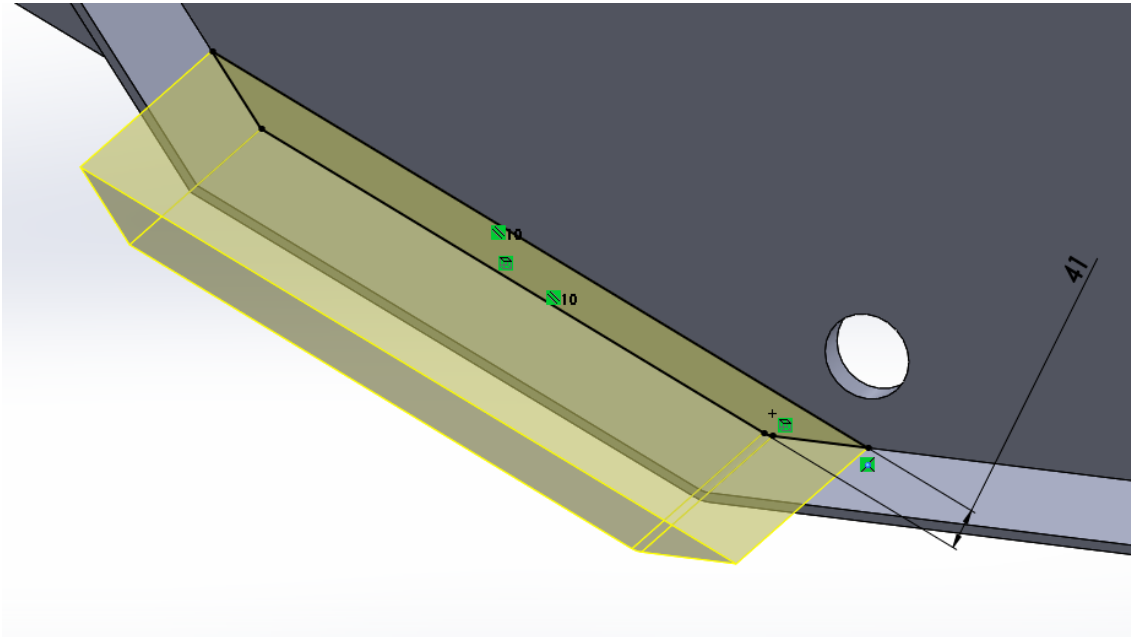


Figura 5.22

Y otros **21 mm** en ésta otra para un total de **30 mm**.

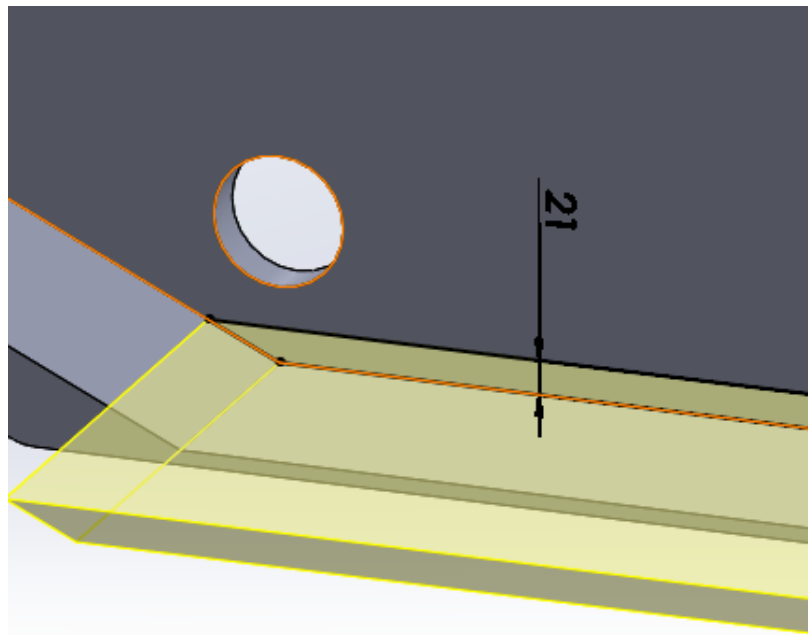


Figura 5.23

Con éstos cambios volvemos a calcular las tensiones y obtenemos lo siguiente.

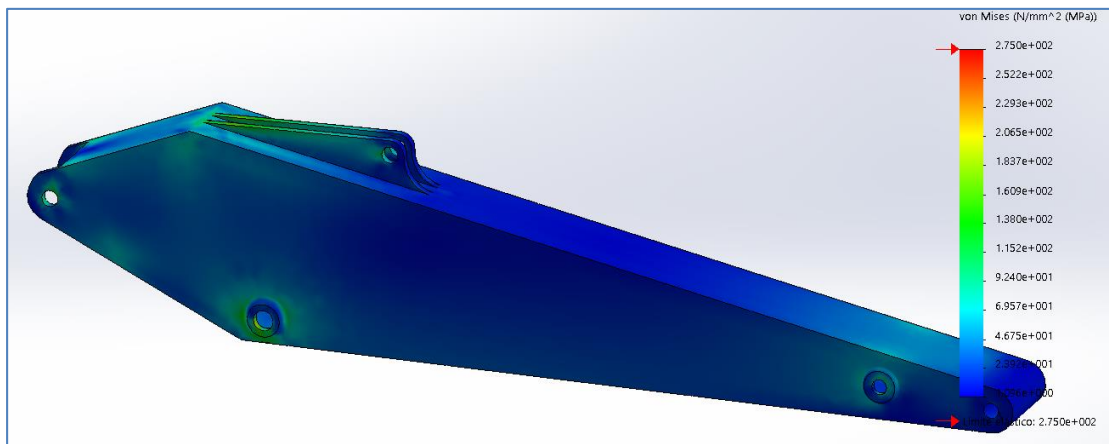


Figura 5.24

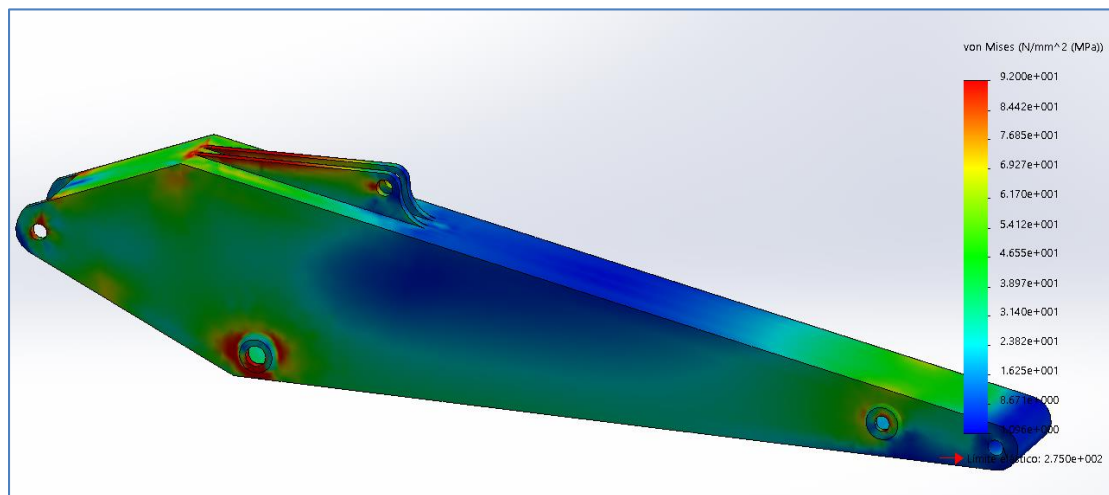


Figura 5.25

Ahora podemos ver una drástica reducción de las zonas críticas donde se superaba el límite del coeficiente de seguridad quedando algunas concentraciones de tensión donde no se supera el límite elástico.

Por último, se muestra el brazo con la configuración deformada con una **escala de 200**. Se puede observar como las orejetas se comban hacia dentro del brazo, explicando por qué cuando su base era menor provocaba un fallo tan grande.

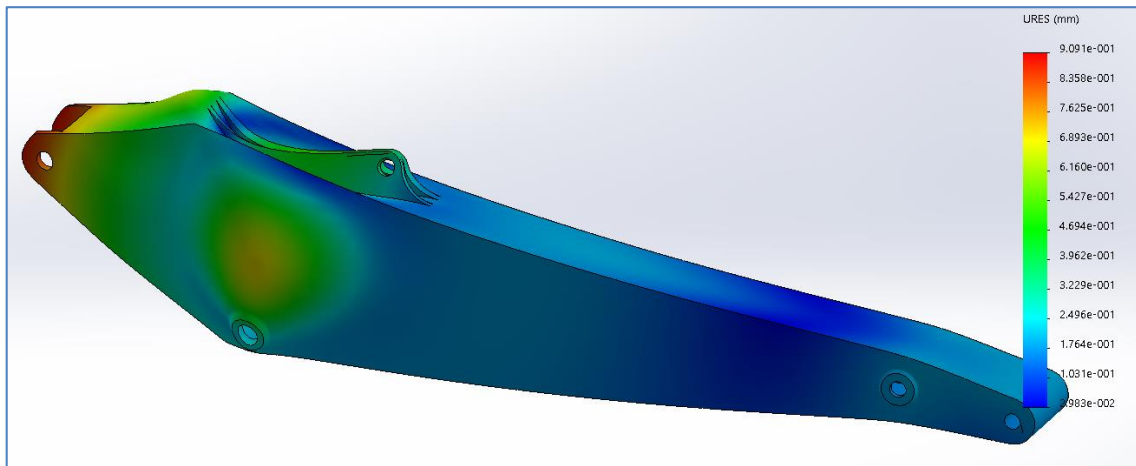


Figura 5.26